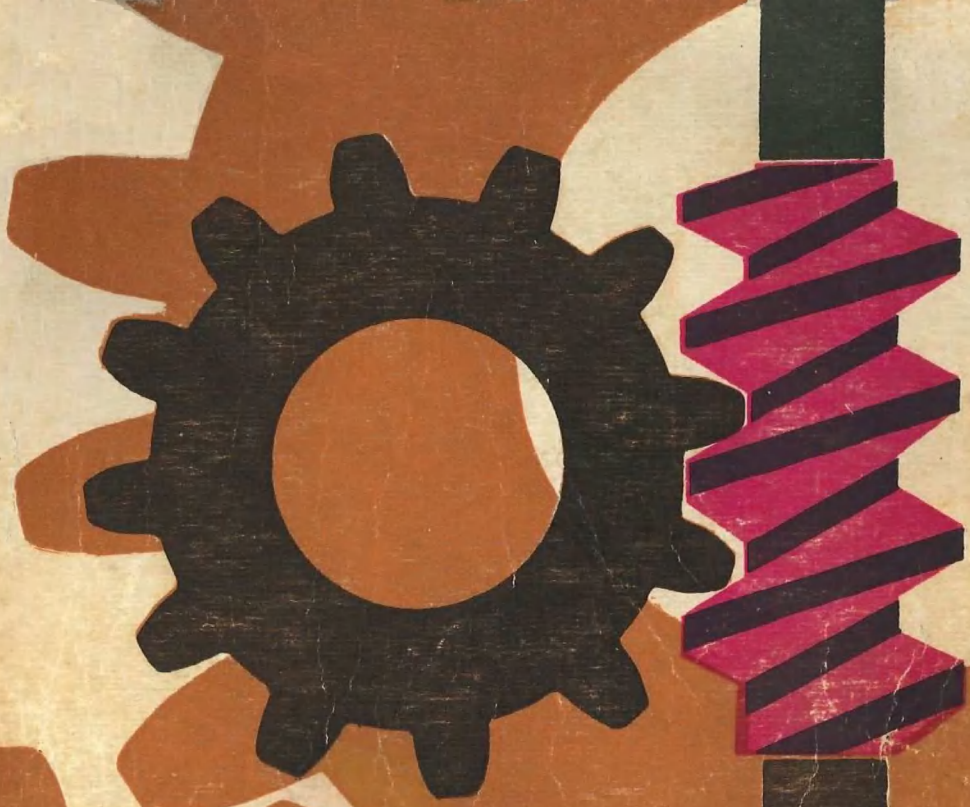
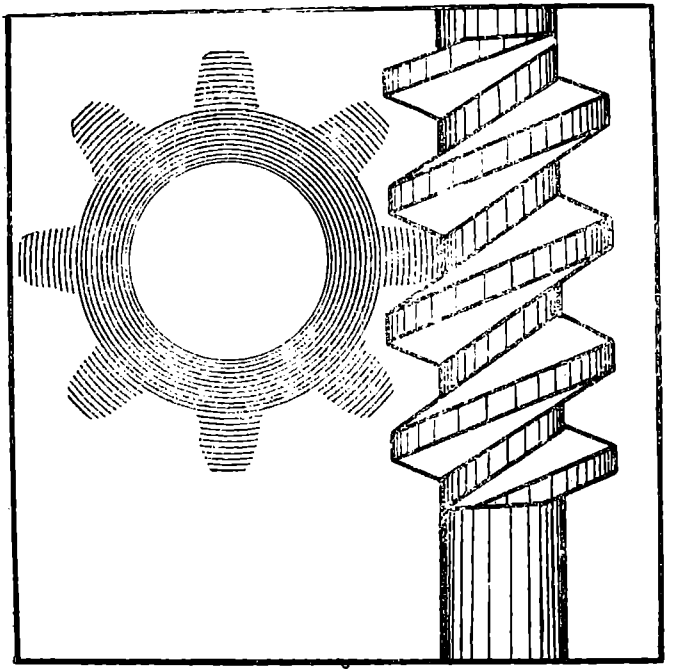


N. STERE

# ORGANE DE MAȘINI

Manual pentru licee de specialitate—anul III
și școli de maiștri



ing. N. STERE

# ORGANE DE MAȘINI

**MANUAL PENTRU LICEE DE SPECIALITATE, ANUL III ȘI ȘCOLI DE MAIȘTRI**

EDITURA DIDACTICĂ ȘI PEDAGOGICĂ
BUCUREȘTI

Manualul a fost elaborat în anul 1969 pe baza programei școlare
aprobate de Ministerul Educației și Învățământului cu nr. 88831/1967

Redactor : ing. Popa Maria
Tehnoredactor : Daniel Achile

Coperta : Wegemann V.

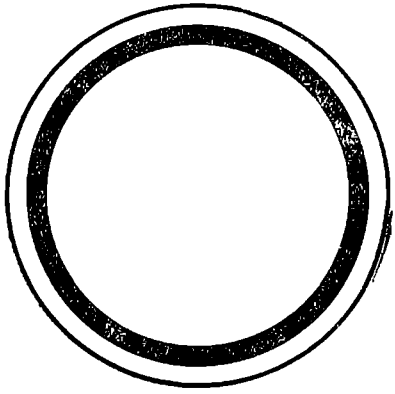
# PARTEA ÎNTÎI

# GENERALITĂȚI ASUPRA ORGANELOR DE MAȘINI

Corelația dintre satisfacerea nevoilor materiale crescînde ale societății (măsurate prin creșterea nivelului de trai) și dezvoltarea cantității de energie utilă „eliberată" determină dezvoltarea impetuoasă a construcției de mașini și aparate.

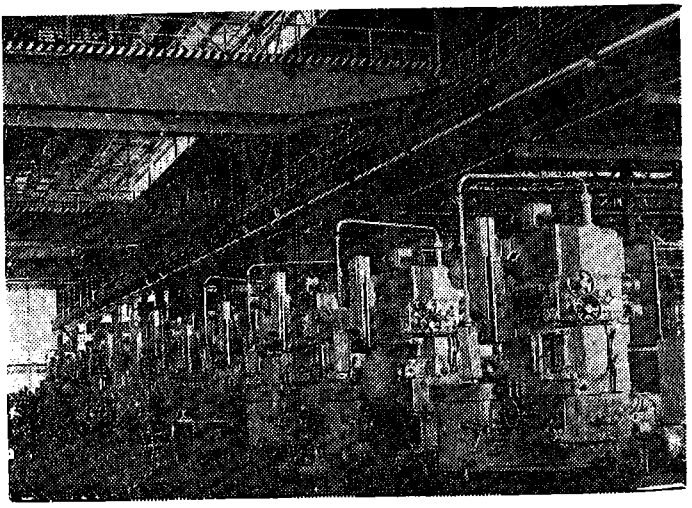
Sursele de energie naturală sînt epuizabile (depozitele de combustibil fosil) sau inepuizabile (resursele hidraulice, mareele și vînturile, energia atomică și energia solară care poate fi transformată direct în electricitate). Eliberarea energiei din formele sale naturale inepuizabile necesită noi eforturi științifice și tehnico-industriale pentru a fi transformată în energie mecanică utilă. Din aceste eforturi vor rezulta nu numai perfecționarea mașinilor și a aparatelor construite pe principii cunoscute, ci și crearea unor tipuri noi de mașini și mecanisme.

Creație tehniçă a omului, *mașina este realizată dintr-un ansamblu de elemente mecanice (organe) înlănțuite cinematic cu mișcări determinate*, în scopul producerii lucrului mecanic util, sau al transformării energiei dintr-o formă în alta.



CAPITOLUL

1



# NOȚIUNI INTRODUCTIVE

## 1.1. ÎNSUȘIRI ALE ORGANELOR DE MAȘINI

Organele de mașini sînt piese (eventual ansambluri de piese) care în forme sau cu funcțiuni similare intră în compunerea organică a oricăror mașini, agregate, mecanisme și dispozitive.

Fiecare organ de mașină are rol funcțional bine determinat, poate fi analizat, proiectat și executat în mod independent.

Performanțele funcționale și tehnice ale oricărei mașini depind de doi factori :

— concepția proiectantului care elaborează schema de principiu a viitoarei mașini ;

— însușirile calitative ale fiecărui element component.

Primul factor poate fi asigurat printr-o temeinică pregătire teoretică și practică de specialitate a proiectantului. Al doilea factor demonstrează că siguranța în exploatarea mașinii este hotărîtă de ansamblul calității fiecărui organ component. Pentru aceasta, organele de mașini trebuie să satisfacă următoarele condiții de bază :

— să corespundă scopului funcțional pentru care se construiesc ;

— să fie simple, economice și să prezinte siguranță în exploatare, adică să reziste solicitărilor la care sînt supuse ;

— să asigure o durată suficientă de funcționare în raport cu calitatea materialului și a tehnologiei de execuție.

*Rezistența* propriu-zisă, *rigiditatea*, *rezistența la uzare*, *rezistența la temperatură* caracterizează materialele organelor de mașini de a-și menține o anumită capacitate de a rezista și de a funcționa în diferite condiții.

*Interschimbabilitatea* definește însușirea pieselor dintr-o mulțime de a putea fi schimbate cu oricare dintre piesele altei mulțimi, prin respectarea condițiilor funcționale ale sistemului tehnic din care face parte.

Condiția de interschimbabilitate permite înlocuirea rapidă a pieselor uzate, deci restabilirea performanțelor inițiale ale organului de mașină înlocuit. De exemplu, rulmentul uzat dintr-un lagăr poate fi înlocuit prin orice rulment nou, de același tip și dimensiune nominală, fără a fi supus unor prelucrări suplimentare.

## 1.2. CLASIFICAREA ORGANELOR DE MAȘINI

Marea diversitate de forme și dimensiuni permite gruparea organelor de mașini după o serie de criterii, dintre care mai importante sînt cele constructive și cele funcționale.

*Constructiv*, organele de mașini se grupează în : *organe simple* (pene, nituri, șuruburi, arcuri, osii și arbori, roți etc.) și în *organe complexe* (lagăre, rulmenți, ambreiaje, robinete etc.). Organele complexe reprezintă un ansamblu de piese elementare, care numai în totalitatea lor pot îndeplini un rol funcțional unic.

*După rolul funcțional*, organele de mașini se grupează astfel :

— *organe pasive* (nituri, știfturi, pene, arcuri, șuruburi etc.) care nu contribuie în mod direct la transmiterea, la realizarea sau la transformarea mișcării ;

— *organe active* (șuruburi, roți, arbori, rulmenți, cabluri, biele, pistoane, manivele etc.) care, în funcționare, au rolul de transmitere sau transformare a mișcării.

## 1.3. FORȚE ȘI SOLICITĂRI CARACTERISTICE ORGANELOR DE MAȘINI

Forțele care solicită organele de mașini pot fi grupate în *forțe exterioare* (presiunea unui fluid, forța elastică a unui arc, greutatea proprie și forțe de inerție) și *forțe interioare* (forțele de frecare din lagăre și din ghidajele mașinilor).

Dimensionarea unei piese se poate face numai după ce se cunosc sau se determină toate forțele care acționează asupra sa în perioada funcționării de regim a mașinii.

În scopul proiectării unui organ de mașină sînt cunoscute sau determinate în prealabil forțele exterioare cu efect motor (de exemplu, presiunea gazelor din cilindrul motorului de automobil) și cele cu efect rezistent, datorite procesului tehnologic pentru care se construiește mașina, cum ar fi, de exemplu, rezistența materialului supus prelucrării printr-o mașină de găurit.

Pentru simplificarea calculelor, uneori nu se ia în considerație efectul forțelor de inerție și nici cel datorit greutății proprii. Această simplificare se face în mod frecvent în diferite cazuri justificate.

După caracterul variației în timp, forțele pot fi grupate în *statice* și *dinamice*.

Starea de solicitare mecanică a corpurilor solide deformabile, deci a organelor de mașini ca piese reale, este determinată de caracterul forțelor care o produc.

*Solicitările statice* ale organelor de mașini sînt determinate prin aplicarea lentă a forțelor de solicitare de la valoarea zero pînă la valoarea finală (maximă) la care rămîn constante.

În construcția de mașini, solicitările riguros statice ale pieselor se întîlnesc foarte rar. Totuși sînt numeroase cazurile în care, în mod convențional, piesele sînt considerate ca fiind solicitate static; de aceea pot fi calculate și dimensionate prin metode simple.

*Solicitările variabile* sînt solicitări dinamice, determinate de variația periodică a mărimii sau a direcției forței lor de solicitare, ceea ce determină variația periodică a eforturilor unitare între o limită superioară $\sigma_{max}$ și una inferioară $\sigma_{min}$. Principalele organe de mașini sînt supuse la solicitări variabile și calculate prin metodele corespunzătoare acestor cazuri. De exemplu, pistonul motorului de tractor împreună cu piesele cu care este asamblat sînt solicitate variabil, deoarece, prin destindere, presiunea gazelor arse variază de la o valoare maximă pînă la una minimă. Această variație se repetă cu fiecare ciclu al mișcării motorului. Solicitările dinamice propriu-zise presupun aplicarea bruscă, prin șoc, a forțelor exterioare.

Acțiunea forțelor exterioare într-o secțiune oarecare a unei piese determină tipurile de eforturi unitare, respectiv solicitările simple indicate în tabela 1.1.

*Tabela 1.1*

**Tipurile de solicitare și eforturile unitare corespunzătoare**

| Forța sau momentul de solicitare | Simbol | Denumirea solicitării | Efortul unitar (simbol) |
|---|---|---|---|
| Forța normală | $N$ | Întindere-compresiune | $\sigma_t$, $\sigma_c$ |
| Forță tangențială (tăietoare) | $T$ | Forfecare sau tăiere | $\tau_f$ |
| Moment de răsucire | $M_t$ | Răsucire sau torsiune | $\tau_t$ |
| Moment de încovoiere | $M_i$ | Încovoiere | $\sigma_i$ |

Solicitările compuse sînt provocate de prezența simultană a două sau mai multe solicitări simple în aceeași secțiune a piesei.

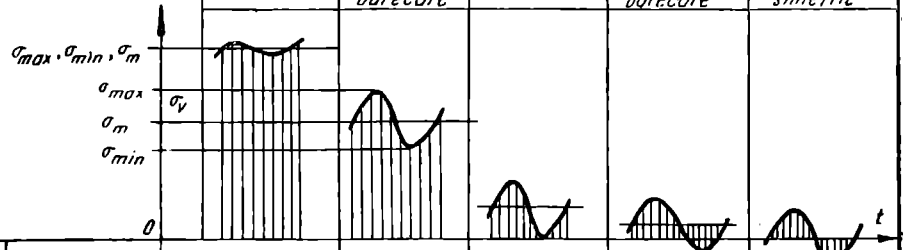
Solicitările simple ca și cele compuse pot fi statice sau dinamice. În tabela 1.2 sînt prezentate tipurile de solicitări, relațiile lor caracteristice și relațiile empirice între eforturile unitare. Principalele cicluri de variație a eforturilor unitare sînt reprezentate schematic în tabela 1.3. Majoritatea organelor de mașini sînt solicitate în următoarele cazuri; *cazul I*, ciclu de *solicitare constantă* sau aproximativ constantă: *cazul II*, ciclu *pulsant nul*; *cazul III*, ciclu *alternant simetric*.

*Tabela 1.2*

**Tipuri de solicitări, relațiile caracteristice între eforturile unitare și domeniile de aplicare**

| *Solicitările* | *Relația de calcul* | *Domeniul aplicării* |
|---|---|---|
| *Statice, simple* ($\sigma$ *sau* $\tau$) | $\sigma_{t(c)} = \frac{F}{A}$ | *Tracțiune, compresiune strivire* |
| | $\tau_f = \frac{F}{A}$ | *Forfecare* |
| | $\sigma_i = \frac{M_i}{W}$ | *Încovoiere* $W = \frac{\pi}{32} d^3 \approx 0{,}1 d^3$ |
| | $\tau_t \approx \frac{M_t}{W_p}$ | *Torsiune* $W_p = \frac{\pi}{16} d^3 \approx 0{,}2 d^3$ |
| *Compuse* ($\sigma + \tau$) | $\sigma_{tot} = \sigma_{t(c)} \approx \sigma_i = \frac{F}{A} \pm \frac{M_i}{W} \leq \sigma_0$ | *Tracțiune (compresiune) și încovoiere* |
| | $\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_0$<br>$M_{ech} = \sqrt{M_i^2 + M_t^2} \leq W\sigma_{0i}$ | *Pentru încovoiere și torsiune* $M_t = 71620 \frac{P}{n}$<br>$P$ = *puterea în CP*<br>$n$ = *turația în rot/min* |
| *Relații empirice între eforturile unitare* $\sigma$, $\tau$ | | |
| *Statice simple* $\sigma \rightleftarrows \tau$ | $\sigma_c \approx (0{,}55 - 0{,}75)\sigma_r$<br>$\sigma_{0i} = (1{,}1 - 1{,}2)\sigma_{0t}$<br>$\sigma_{0s} \leq 3\sigma_{0c}$ (s = strivire prin contact)<br>$\tau_{cl} \approx (0{,}58 - 0{,}65)\sigma_c$<br>$\tau_{cf} \approx (0{,}7 - 0{,}8)\sigma_r$<br>$\tau_{rt} \approx 0{,}85\,\sigma_r$<br>$\tau_{rf} = (0{,}7 - 0{,}8)\sigma_r$<br>$\tau_{0t} = (0{,}6 - 0{,}67)\sigma_{0t}$ | *Oțeluri obișnuite (oțel carbon)* |
| *Variabile* | $\sigma_{-1} = 0{,}6\,\sigma_r$ | $\sigma_r < 50$ kgf/mm$^2$ |
| | $\sigma_{-1} = 0{,}5\,\sigma_r$ | $50 < \sigma_r < 70$ kgf/mm$^2$ |
| | $\sigma_{-1t} = (0{,}6 - 0{,}9)\sigma_r$<br>$\tau_{-1t} = (0{,}22 - 0{,}25)\sigma_r$<br>$\sigma_{0i} = 1{,}5\,\sigma_{-1}$<br>$\sigma_{0t} = 1{,}54\,\sigma_{-1}$ | *Oțeluri obișnuite (oțel carbon)* |

**Cicluri de solicitare ale organelor de mașini**

| Caracteristici | Ciclul | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | Constant | Variabil | | | |
| | Cvasistatic | Pulsant oarecare | Pulsant nul | Alternant oarecare | Alternant simetric |
| |  | | | | |
| Cazul de solicitare | I | oarecare | II | – | III |
| Simbolul efortului unitar de rupere | $\sigma_r$ ; $\tau_r$ | $\sigma_R$ ; $\tau_R$ | $\sigma_0$ ; $\tau_0$ | – | $\sigma_{-1}$ , $\tau_{-1}$ |
| Asimetria ciclului $R=\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$ | $R=+1$ | $0<R<1$ | $R=0$ | $-1<R<0$ | $R=-1$ |
| Amplitudinea, $\sigma_v=\frac{\sigma_{max}-\sigma_{min}}{2}$ | $\sigma_v=0$ | $\sigma_v\neq 0$ | $\sigma_v=\sigma_m=1/2\,\sigma_{max}$ | $\sigma_v\neq 0$ | $\sigma_v=\sigma_{max}=-\sigma_{min}$ |
| $\sigma_m=\frac{\sigma_{max}+\sigma_{min}}{2}$ | $\sigma_m=\sigma_{max}=\sigma_{min}$ | $\sigma_m>0$ | $\sigma_m\neq 0$ | $\sigma_m\neq 0$ | $\sigma_m=0$ |
| Coeficientul de siguranță C | $C=\frac{\sigma_l}{\sigma_a}=\frac{\sigma_l}{\sigma_{ef}}$<br>$\sigma_l$ tensiune limită (critică)<br>$\sigma_a$ tensiune admisibilă<br>$\sigma_{ef}$ tensiune efectivă | | | Solicitări simple | $\sigma\neq 0\,;\,\tau=0$ $c=\frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma\sigma_v}$<br>$\sigma=0\,;\,\tau\neq 0$ $c=\frac{\tau_{-1}}{K_\tau\tau_v}$ |
| | | | | Solicitări compuse | $\sigma\neq 0\,;\,\tau\neq 0$ $c=\frac{c_\sigma c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2+c_\tau^2}}$ |

## 1.4. CAPACITATEA DE REZISTENȚĂ

Capacitatea de rezistență, sau capacitatea portantă a unei piese este caracterizată prin posibilitatea de a rezista la solicitări exterioare sau de a transmite mișcarea și puterea mecanică. Ea depinde de următorii factori principali :

— caracteristicile fizico-mecanice ale materialului ;
— forma constructivă și tehnologia de fabricație ;
— caracterul solicitării sau al ciclului de solicitare.

În scopul utilizării mai economice a materialelor din care se construiesc organele de mașini, caracteristicile fizico-mecanice ale acestora pot fi îmbunătățite prin aplicarea unor tratamente termice, termo-chimice sau de suprafață specifice (călire, cianurare, ecruisare, cromare dură etc.).

În același scop trebuie determinată forma optimă a piesei capabile să asigure o solicitare cît mai uniformă în toate secțiunile sale. Este știut că, variațiile bruște ale secțiunilor determină concentrarea eforturilor unitare, ceea ce poate reduce considerabil capacitatea de rezistență a piesei respective (fig. 1.1). Concentratorii devin foarte periculoși în cazul pieselor din oțel aliat supuse la solicitări variabile. În cazul pieselor construite din cupru sau din alte materiale cu proprietăți plastice accentuate, efectul de concentrare nu este periculos.

**Rezistențe admisibile pentru organe de mașini.** Calculele de dimensionare ale organelor de mașini au în vedere eficiența economică (economia de material și manoperă) și garantarea siguranței în funcționare.

Rezistența admisibilă $\sigma_a$ sau $\tau_a$ se obține raportînd efortul unitar $\sigma$ (de rupere $\sigma_r$, de curgere $\sigma_c$, de elasticitate $\sigma_e$) la coeficientul de siguranță corespunzător ($C_r$, $C_c$, $C_e$), astfel :

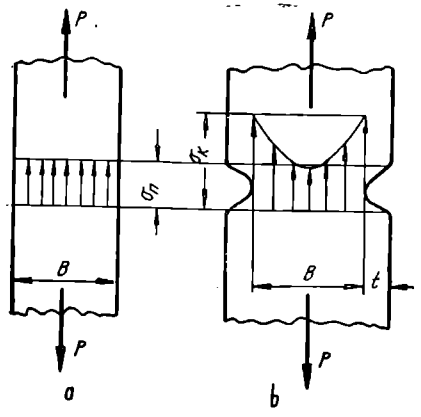



Fig. 1.1. Reducerea capacității de rezistență datorită efectului de crestătură
*a* — piesă fără concentrator ; *b* — piesă cu concentrator.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{Cr} \; ; \quad \boxed{\sigma_a = \frac{\sigma_c}{C_c}} \; ; \quad \sigma_a = \frac{\sigma_e}{C_e} . \qquad (1.1)$$

Eforturile unitare limită $\sigma_r$, $\sigma_c$ sînt indicate în standarde, în kgf/mm² sau în kgf/cm², fiind determinate în laboratoarele uzinelor producătoare ale materialelor respective. Valorile coeficienților de siguranță sînt deduse din practică ; $C_r = 3 \ldots 5$ ; $C_c = 2 \ldots 3$ ; $C_e = 1{,}5 \ldots 2{,}5$.

În cazurile pieselor cu concentratori, (fig. 1.1) și ale solicitărilor variabile, (fig. 1.2), coeficientul de siguranță are valori mai mari ($C = 3 \ldots 6$), deoarece trebuie luat în considerație efectul de crestătură prin valorile coeficientului de concentrare a eforturilor unitare $\beta_K \sigma$ sau

$\beta_{K\tau}$ ale căror valori mai uzuale sînt date în tabele (v. tab. 8.1) sau în diagrame prin coeficientul de rugozitate a suprafeței $\gamma\sigma$ (v. tab. 8.3) și prin coeficientul dimensional $\varepsilon$ (v. tab. 8.2). Influența acestor factori asupra determinării rezistenței admisibile poate fi luată în considerație prin coeficientul global $K\sigma$ astfel :

$$K_\sigma = \frac{\beta_{K\sigma}}{\varepsilon_\sigma \gamma_\sigma}; \quad K_\tau = \frac{\beta_{K\tau}}{\varepsilon_\tau \gamma_\tau}, \tag{1.2}$$

iar rezistența admisibilă devine :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_c}{C_c K_\sigma} = \frac{\sigma_c}{C K_\sigma} = \frac{\sigma_c \varepsilon_\sigma \gamma_\sigma}{C \beta_{K\sigma}}. \tag{1.3}$$

În cazul pieselor supuse la solicitări variabile, rezistența admisibilă se determină în funcție de rezistența limită la oboseală, care are valori specifice fiecărui caz de solicitare (v. *anexa* 1).

Experiențele sistematice au dovedit că, din cauza fenomenului de oboseală, piesele supuse la solicitări variabile rezistă mai puțin decît cele solicitate static. De exemplu, o epruvetă de oțel care se rupe prin solicitare statică cînd valoarea efortului unitar devine $\sigma_r = 48$ kgf/mm$^2$, prin solicitare variabilă, după un ciclu alternant simetric, se rupe la $\sigma_R = 25{,}7$ kgf/mm$^2$, deci capacitatea de rezistență scade la 57%.

Prin *diagrama lui Wöhler* (fig. 1.2), se arată că există o valoare maximă a efortului unitar, numită rezistență la oboseală, la care nu se mai produce ruperea materialului solicitat variabil printr-un număr foarte mare de cicluri de bază $N_B$[7](pentru oțeluri $N_B = 10^6 \ldots 10^7$ cicluri).

Capacitatea de rezistență minimă o au organele de mașini supuse cazului III de solicitare — *ciclul alternant simetric*. Capacitatea portantă a pieselor este mai mare cînd acestea sînt solicitate în cazul II — *ciclul pulsant nul*. În cazul I de solicitare statică, elementele mașinilor și ale instalațiilor au cea mai mare capacitate de rezistență.

Indicații concrete privind determinarea rezistenței admisibile ($\sigma_a$, $\tau_a$) sînt date la capitolele respective, corespunzător organelor de mașini analizate.

Valorile eforturilor unitare ale epruvetelor ($\sigma_{-1}$, $\tau_{-1}$) se găsesc în tabele (anexa 1) sau în standarde, deci nu se calculează.

Pentru a se ajunge de la rezistența la oboseală limită a epruvetelor solicitate după un ciclu

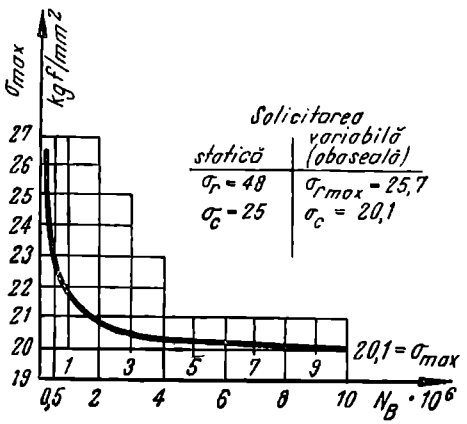



Fig. 1.2. Diagrama lui Wöhler.

alternat simetric ($\sigma_{-1}$, $\tau_{-1}$) la rezistența la oboseală a pieselor solicitate în condițiile epruvetelor ($\sigma_{-1p}$ ; $\tau_{-1p}$), se aplică relațiile :

$$\sigma_{-1p} = \frac{\sigma_{-1}}{K\sigma} \text{ ; respectiv } \tau_{-1p} = \frac{\tau_{-1}}{K\tau}, \tag{1.4}$$

iar rezistențele admisibile ($\sigma_{-1a}$, $\tau_{-1a}$) utilizate în relațiile pentru dimensionarea pieselor se obțin din rapoartele :

$$\sigma_{-1a} = \frac{\sigma_{-1p}}{C}; \text{ respectiv } \tau_{-1a} = \frac{\sigma_{-1p}}{C}. \tag{1.5}$$

Din relația (1.5) rezultă :

respectiv
$$\left.\begin{aligned} C &= \frac{\sigma_{-1p}}{\sigma_{-1a}}\ ; \\ C &= \frac{\tau_{-1p}}{\tau_{-1a}}\ . \end{aligned}\right\} \tag{1.6}$$

Aceste relații (indicate și în tabela 1.3) se aplică în cazul solicitărilor simple, produse de forțe variabile ciclice care determină numai eforturi unitare normale $\sigma$ sau numai eforturi unitare tangențiale $\tau$.

În cazul solicitărilor compuse, coeficientul de siguranță la oboseală se determină cu relația generală (tabela 1.3) :

$$\boxed{C = \frac{C_\sigma \cdot C_\tau}{\sqrt{C_\sigma^2 + C_\tau^2}}} \tag{1.7}$$

Coeficienții de siguranță parțiali $C\sigma$ și $C\tau$ se determină separat aplicîndu-se relațiile (1.6), ca și cînd piesele ar fi solicitate numai de forțe sau momente care produc eforturi unitare $\sigma$, respectiv $\tau$.

## 1.5. EXECUȚIA ORGANELOR DE MAȘINI

Principalele faze ale procedeelor tehnologice de execuție a organelor de mașini sînt : turnarea, forjarea, laminarea, îmbinarea (prin sudare, lipire, nituire, încleiere, chituire), asamblarea cu elemente specifice (pene, știfturi, șuruburi, arcuri etc.). Prin aceste operații de bază ale execuției se realizează piese semifabricate. Piesele semifabricate (laminate, turnate, forjate etc.) se supun operațiilor de prelucrare mecanică (frezare, rabotare, strunjire, șlefuire) sau nemecanică (acoperiri galvanice, tratamente termice etc.) prin care se obțin piese finite. Sub forma finită, organele de mașini pot fi folosite direct în procesul de montaj al mașinii.

Piesele individuale, unicate, se execută cu o productivitate scăzută, deci cu o eficiență economică mai redusă.

În serie limitată, execuția pieselor este mai avantajoasă, cu o productivitate sporită. Execuția unui foarte mare număr de piese se poate realiza cu o productivitate maximă, folosindu-se mașini și agregate automate.

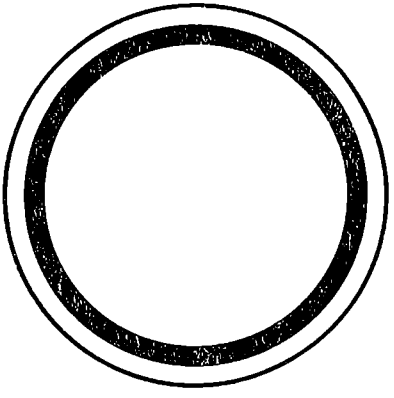
# PARTEA A DOUA

# ÎMBINĂRI ȘI ASAMBLĂRI MECANICE

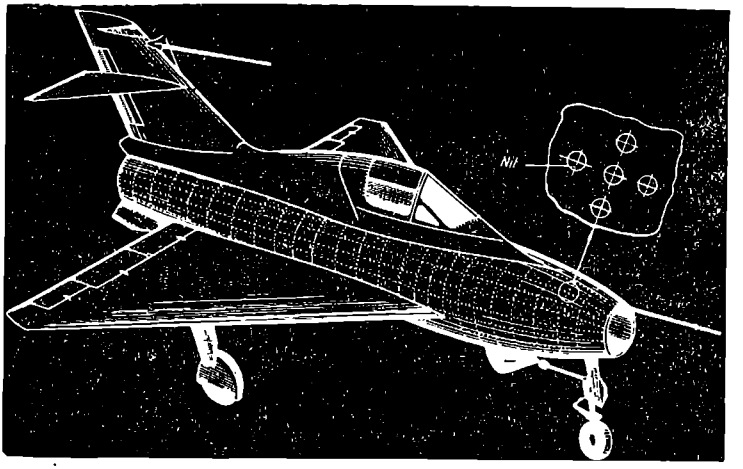
*Îmbinarea* este rezultatul legăturii rigide a două sau mai multe elemente solide separate, prin care se obține o nouă piesă rigidă, mai complexă, fără posibilitatea deplasării relative dintre elementele componente.

Îmbinarea poate fi *directă*, cînd elementele componente se leagă între ele în mod direct, de exemplu, sudarea prin presiune sau prin forjare, deformarea plastică prin presare (mandrinarea, crestarea, îmbucarea etc. — v. și fig. 4.13) și *indirectă* cînd se folosesc elemente intermediare de legătură (nituri, agrafe etc.) sau cînd se folosesc materiale de adaos (electrozi, lipituri metalice, adezivi, cleiuri, chituri etc.).

Elementele componente ale îmbinării nu pot fi separate (după îmbinare) decît prin distrugerea lor totală sau parțială.



CAPITOLUL




# ÎMBINĂRI PRIN NITUIRE

## 2.1. GENERALITĂŢI

În figura 2.1 *a* este reprezentată îmbinarea elementelor *1—2* prin intermediul niturilor tubulare *3*. Elementele componente *1—2* pot fi separate numai prin distrugerea niturilor. În cazul îmbinării din figura 2.1, *b* separarea nu este posibilă decît prin distrugerea tuturor elementelor componente.

*Nituirea* reprezintă operaţia tehnologică de găurire a elementelor îmbinării, de montare a niturilor şi de formare a capului de închidere (fig. 2.2). Nituirea se foloseşte cînd îmbinarea se realizează mai dificil prin alte metode. De exemplu, în cazul învelişului fuselajului aeronavelor, nituirea s-a dovedit

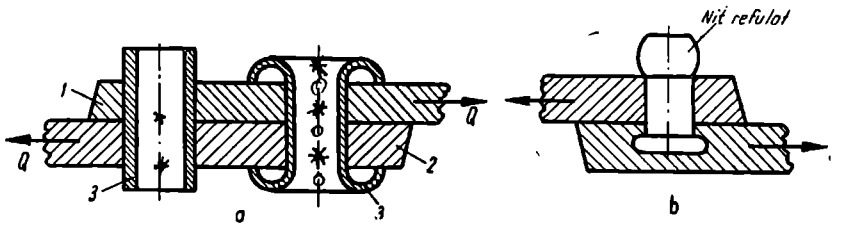



Fig. 2.1. Îmbinare cu nituri speciale:
*a* — nituire de rezistenţă ; *b* — nituire de etanşare prin refulare.

cea mai avantajoasă metodă de îmbinare. De asemenea, în cazul elementelor din materiale greu sudabile sau nesudabile, nituirea poate fi singura metodă raţională din punct de vedere calitativ şi economic.

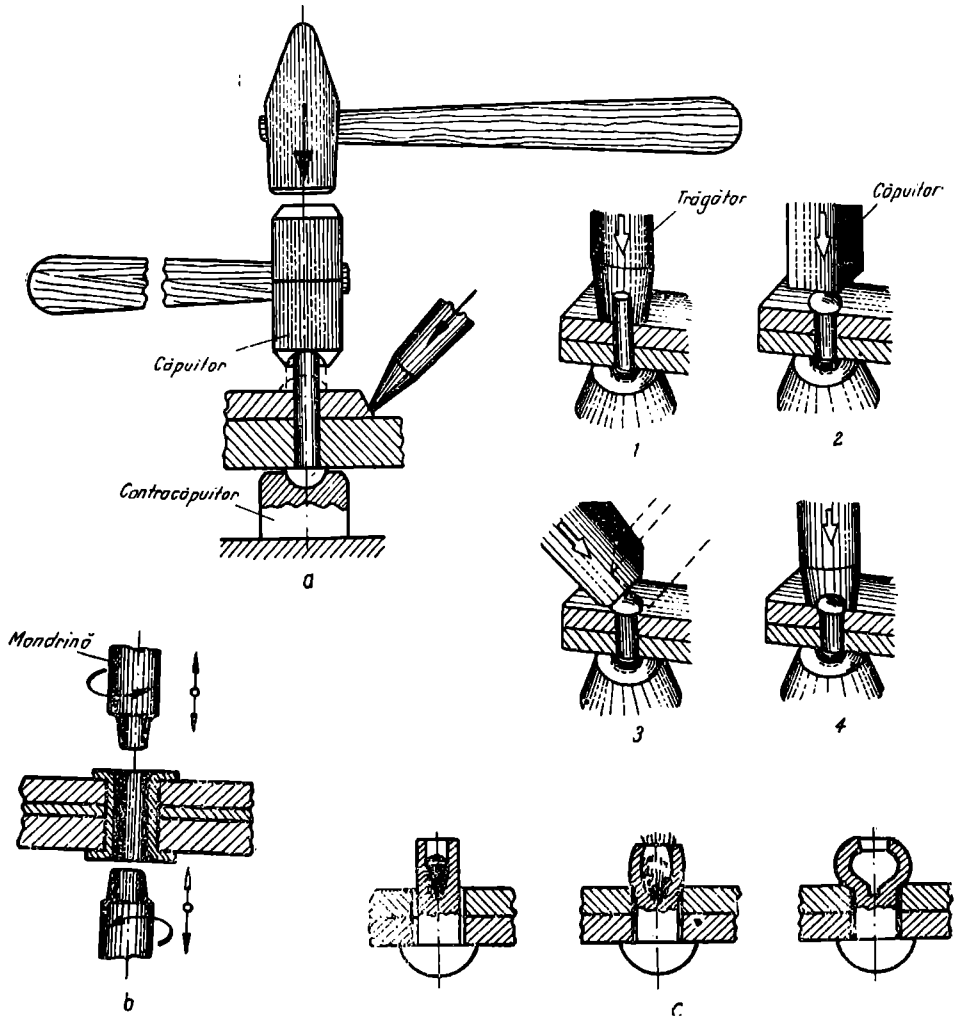


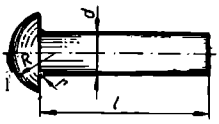
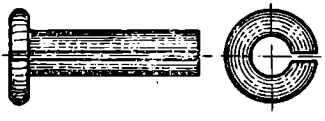

Fig. 2.2. Principalele faze tehnologice ale nituirii:
*a* — nituire manuală; *1* — strîngerea pieselor; *2* — refularea tijei; *3, 4* — formarea capului de închidere; *b* — nituire mecanică prin mandrinare; *c* — nituire cu exploziv.

Preţul de cost ridicat prin consumul sporit de materiale şi manoperă, reducerea rezistenţei prin micşorarea secţiunii elementelor, etaşarea redusă şi productivitatea scăzută determină îngustarea domeniilor de aplicare a nituirilor de rezistenţă şi de etanşare.

*Niturile* sînt organe de maşini utilizate pentru realizarea îmbinărilor indirecte, formate dintr-o tijă cilindrică sau tubulară, cu un cap iniţial (tabela 2.1). Al doilea cap se formează la montare (v. fig. 2.2. şi fig. 2.3). Forma geometrică a capetelor şi dimensiunile niturilor sînt standardizate.

*Tabela 2.1*

**Cele mai uzuale forme constructive de nituri**

| Forma nitului | Denumirea nitului | Simbol STAS (exemplu) | Observații |
|---|---|---|---|
|  | cu cap semirotund | 6 × 10 STAS 797-67 | $d = 6$ mm<br>$l = 10$ m |
| | cu cap bombat | 12 × 30 STAS 1987-67 | $d = 12$ mm<br>$l = 30$ mm |
| | cu cap semiînecat | 16 × 80 STAS 802-67 | $d = 16$ mm<br>$l = 80$ mm |
| | cu cap semiînecat mic | 8 × 22 STAS 1257-67 | $d = 8$ mm<br>$l = 22$ mm |
| | cu cap înecat | 10 × 40 STAS 3165-67 | $d = 10$ mm<br>$l = 40$ mm |
| | cu cap tronconic | 24 × 100 STAS 801-67 | $d = 24$ mm<br>$l = 100$ mm |
| | cu cap cilindric | 20 × 80 | |
|  | tubular | | |
| | cu cap original înecat și cap de închidere prin material exploziv. | | |

Capul de închidere poate fi realizat *manual* (fig. 2.2, *a*) *mecanic* (fig. 2.2, *b*) sau cu *exploziv* (fig. 2.2, *c*). În figura 2.2 sînt reprezentate și sculele specifice nituirii.

Materialele cele mai utilizate pentru executarea niturilor sînt : oțelul carbon obișnuit OL 34, OL 37 ; alama Am 63 ; cupru Cu 5, aluminiul Al 99,5 și diferite materiale plastice.

Nituirile cu nituri de oțel avînd dimensiuni reduse ($d \leqslant 16$ mm) și cele cu nituri din aliaje metalice neferoase se pot executa manual sau mecanic — la rece. În cazul utilizării unor nituri de oțel avînd $d > 20$ mm, nituirea se execută la cald (prin încălzirea nitului înainte de formarea capului de închidere).

Nituirea la rece a unor piese de dimensiuni mari poate produce zgomot dăunător. În astfel de cazuri se urmărește înlocuirea îmbinării cu nituri prin alt tip de îmbinare, de exemplu, prin sudare.

*Clasificarea niturilor.* După *destinația* lor, niturile și nituirile se pot grupa în :

— nituri și nituiri de rezistență destinate preluării și transmiterii anumitor forțe care au tendința de separare a elementelor îmbinate (v. fig. 2.3) ;

— nituri și nituiri de etanșare destinate obiectelor de reținere a fluidelor ;

— nituri și nituiri de rezistență — etanșare (v. fig. 2.4) destinate vaselor și recipientelor în care se depozitează materialele fluide cu presiune ridicată.

*Constructiv*, îmbinările nituite se pot realiza :

— prin suprapunere (fig. 2.3 și fig. 2.5) cu o singură secțiune de forfecare a nitului ;

— cap la cap cu o eclisă (fig. 2.7) cu o secțiune de forfecare ;

— cap la cap cu două eclise și cu $n$ secțiuni de forfecare a nitului (fig. 2.6 $n=2$).

## 2.2. CALCULUL ÎMBINĂRILOR PRIN NITUIRE

Direcția forței de exploatare $Q$ acționează perpendicular pe axa tijei niturilor (fig. 2.3 — fig. 2.7). Datorită presiunii create prin capul de închidere, apar și eforturi elastice de compresiune.

Datorită imperfecțiunii formelor cilindrice ale găurilor și tijei, între diametrul tijei nitului $d$ și diametrul găurii $d_1$ (fig. 2.3) există o diferență, determinată și de necesitatea introducerii cu ușurință a nitului din oțel încălzit la 750—900°C în gaura coaxială a pieselor supuse îmbinării sau pentru introducerea cu ușurință a nitului rece. Pentru nituri avînd $d < 10$ mm se ia $d_1 = d + 0{,}5$ mm, iar în celelalte cazuri $d_1 = d + 1$ mm.

*Notații.* În documentația tehnică, un nit cu cap semirotund avînd $d=16$ mm și lungimea $l=50$ mm se indică astfel : Nit 16 $\times$50 STAS 797-67.

Numeroase asamblări prin nituire practicate în construcția de aparate nu sînt supuse unor solicitări mari, deci nu se dimensionează pe criterii de rezistență. Astfel, în cazul aparatelor electrice, nituirile au scopul asigurării contactului între anumite elemente care închid un circuit electric, deci nu sînt supuse unor solicitări mecanice sensibile. Notîndu-se cu $\delta$ grosimea unui element asamblat, lungimea tijei nitului este $l = \sum\delta + 1{,}5\,d$. Lungimea $1{,}5\,d$ este necesară formării capului de închidere al nitului (fig. 2.3).

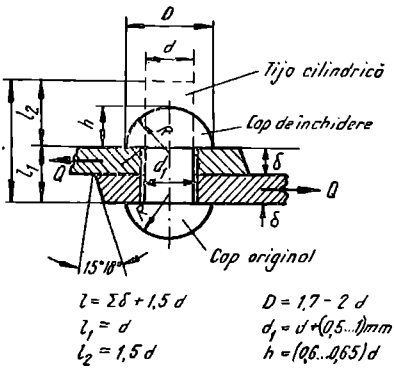



Fig. 2.3. Elementele geometrice ale unei nituiri de rezistență.

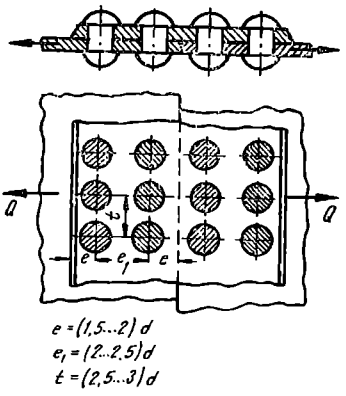



Fig. 2.4. Elementele geometrice ale unei nituiri de rezistență etanșare.

În timpul nituirii, tija capului de închidere al nitului este presată sau lovită pînă cînd se produce refularea materialului și umplerea găurii. Ca urmare, elementele supuse îmbinării se presează astfel încît, datorită forțelor de frecare $F_f$, se limitează lunecarea dintre table. Această condiție trebuie respectată la nituirile de etanșare sau de rezistență-etanșare.

**Elemente de calcul.** Notîndu-se cu $N$ forța axială de contracție datorită răcirii sau refulării, cu $\mu$ coeficientul de frecare dintre elementele asamblării, iar prin $Q$ forța de exploatare, forța de alunecare $F_f$ (fig. 2.5), ($F_f < Q$), este dată de relația $F_f = \mu N$ ($N$ se determină experimental numai la nituiri de rezistență-etanșare).

În cazul nituirii cap la cap cu două eclise (fig. 2.6) $2F_f = \mu N < Q$.

Nituirea se execută foarte atent, astfel încît să nu apară o forță de strîngere $N$ prea mare, ceea ce poate determina fisuri în zona de sub capetele niturilor.

În figura 2.5 este reprezentată schematic o îmbinare de rezistență prin suprapunere cu un singur rînd de nituri. Forța $Q$ se repartizează pe cele $Z$ nituri, deci fiecare nit este solicitat de forța $Q_1 = Q/Z$. Nitul de diametru $d$ fiind supus la forfecare se poate scrie egalitatea :

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} d^2 \tau_{af}, \text{ respectiv } d = \sqrt{\frac{4\,Q_1}{\pi\,\tau_{af}}}. \qquad (2.1)$$

Prin cele $Z$ nituri de diametru $d$ se transmite întreaga forță $Q$ de la elementul 1 la elementul 2 deci $Q = ZQ_1$, adică :

$$Z = \frac{Q}{Q_1} = \frac{4Q}{\pi d^2 \tau_{af}}.$$

În cazul îmbinărilor cu un număr $n$ de secțini de forfecare a nitului ultima relație ia forma generală (2.2) :

$$\boxed{Z = \frac{4Q}{\pi n d^2 \tau_{af}}} \text{ [nituri]} \qquad (2.2)$$

Nitul dimensionat cu relația (2.1) trebuie să reziste tot atît de sigur și la presiunea de strivire $\sigma_s$, care apare pe suprafața de contact $A_s=\delta d$ dintre nit și tabla de grosime $\delta$, după cum este indicat prin săgeți și se poate urmări pe figurile 2.5 și 2.6. Deci:

$$Q_1=A_s\cdot\sigma_s=\delta d\cdot\sigma_s. \tag{2.3}$$

Din egalarea acestei relații cu sarcina $Q_1$ din relația (2.1), rezultă diametrul nitului capabil să reziste deopotrivă la solicitarea de forfecare și la cea de strivire, deci:

$$\frac{\pi}{4}d^2\tau_f=\delta d\cdot\sigma_s,$$

respectiv

$$\boxed{d=\frac{4}{\pi}\delta\frac{\sigma_s}{\tau_f}} \tag{2.4}$$

În cazul elementelor din oțel obișnuit îmbinate cu nituri tot din oțel obișnuit, raportul rezistențelor are valoarea $\sigma_s/\tau_f\approx 1{,}4\ldots1{,}7$. Substituindu-se această valoare în relația diametrului (2.4) se obține mărimea diametrului $d\approx\delta(1{,}4\ldots1{,}7)$, iar practic se ia $d\approx 2\delta$.

Astfel dimensionat, nitul asigură rezistența la forfecare și la strivire.

Pentru determinarea diametrului nitului, uneori se aplică relația dedusă din practică (aproximativă) în funcție de grosimea $\delta$ (în cm) a elementelor îmbinate:

$$\boxed{d=\sqrt{5\delta}-(0{,}2\ldots0{,}7)}\ \text{[cm]} \tag{2.5}$$

În raport cu diametrul nitului se determină lungimea $e$ de la axa nitului la marginea tabelei (fig. 2.4). Suprapunerea tabelelor este limitată de tendința

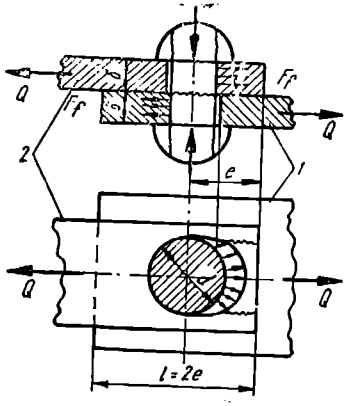



Fig. 2.5. Solicitarea elementelor nituirii cu o singură secțiune de forfecare.

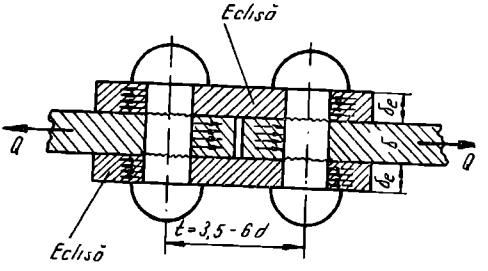



Fig. 2.6. Nituirea cap la cap cu două clise suprapuse.

forfecării marginii tablei, în direcția forței $Q$, prin apăsarea tijei nitului. Astfel apar două secțiuni de forfecare a tablei $A_{ft}=2\delta\left(e-\frac{d}{2}\right)$, a căror rezistență egalează forța exterioară $Q_1$.

Considerîndu-se îmbinarea cu un singur nit ($Z=1$) și o singură secțiune de forfecare ($n=1$) rezultă $Q=Q_1$ (fig. 2.5):

$$Q_1=2\delta\left(e-\frac{d}{2}\right)\tau_{ft}. \tag{2.6}$$

Păstrîndu-se condiția egalei rezistențe a nitului de diametru $d$ la forfecare $\tau_f$ (relația 2.1) la strivire, $\sigma_s$ (relația 2.3) și la forfecarea marginii tablei $\tau_{ft}$ (relația 2.6), rezultă lungimea de suprapunere a tablelor $l=2e$. În acest scop se scrie egalitatea relației (2.6) cu relația (2.3) și se obține:

$$2\delta\left(e-\frac{d}{2}\right)\tau_{ft}=\delta d\sigma_s, \text{ respectiv:}$$

$$\boxed{e=\frac{1}{2}d\left(1+\frac{\sigma_s}{\tau_{ft}}\right)} \tag{2.7}$$

În cazul elementelor de oțel, raportul $\sigma_s/\tau_{ft}\approx 1{,}7\ldots1{,}8$. Cu această valoare rezultă mărimea practic obișnuită a distanței $e\approx 1{,}5\ d$.

Ținîndu-se seama de geometria niturilor standardizate și a sculelor utilizate pentru realizarea nituirii, din relații geometrice simple se deduce distanța dintre axele găurilor niturilor numită *pas* $t$ la valoarea $t=2{,}6\ d$, iar practic se adoptă $t=(2{,}5\ldots3)\ d$. Mărimile distanțelor $e$ și $t$ sînt standardizate.

Alte elemente constructive sînt indicate în figura 2.4.

*Coeficientul de utilizare* a secțiunii pieselor asamblate, numit și *coeficient de calitate* a îmbinării $\varphi$, este definit de raportul dintre secțiunea slăbită de găuri și cea plină, pe lungimea unui pas. În funcție de tipul asamblării $\varphi=0{,}67\ldots0{,}87$ avînd expresia generală:

$$\varphi=\frac{(l-d_1)\delta}{\delta l}=\frac{l-d_1}{t}. \tag{2.8}$$

*Rezistențele admisibile* ale niturilor și pieselor de oțel în funcție de calitatea materialului și tehnologia asamblării se determină cu relații rezultate din încercări practice, astfel:

— pentru găuri *poansonate*, $\tau_a\approx(0{,}67\ldots0{,}7)\ \tau_a$, iar $\sigma_s\approx 1{,}7\sigma_{at}$;

— la găuri *poansonate* și *alezate*, $\tau_a=(0{,}8\ldots0{,}9)\ \tau_a$; $\sigma_s=2\sigma_{at}$.

**Exemplu de calcul**

Să se dimensioneze principalele elemente ale îmbinării prin nituirea de rezistență a două table (platbande) din oțel OL 37, dispuse cap la cap, legate printr-o *eclisă* de aceeași grosime $\delta=10$ mm ca și platbandele — cum rezultă din figura 2.7 — fiind solicitate de forța $Q=10$ tf.

*Rezolvare.* Tablele sau platbandele fiind din oțel obișnuit OL 37, se pot îmbina prin nituri de rezistență din același material OL 37, avînd $\sigma_r=37$ kgf/mm$^2$ = 3 700 kgf/cm$^2$.

Aplicîndu-se relația (2.5) rezultă mărimea orientativă a diametrului nitului $d$;

$$d = \sqrt{5\delta} - 0{,}25 = 2{,}24 - 0{,}25 \approx 2 \text{ cm} = 20 \text{ mm}.$$

Același diametru rezultă și din relația $d \approx 2\delta = 2 \times 10$ mm.

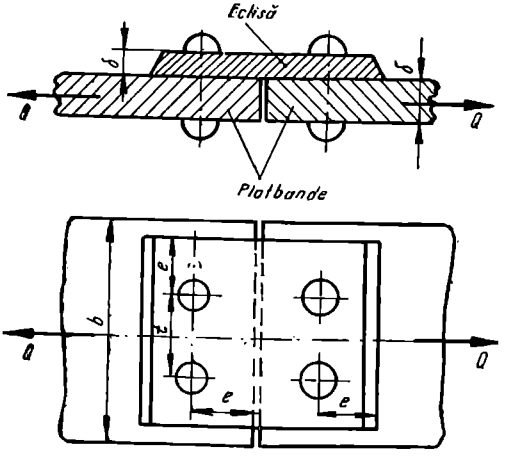



Fig. 2.7. Nituire cap la cap cu o eclisă suprapusă.

Deoarece niturile au caracteristicile geometrice normalizate și se execută separat de către fabrici specializate, pentru îmbinarea menționată, din STAS 797-67 se alege nitul cu diametrul și cu lungimea cît mai apropiate de cele rezultate din calcul, adică nituri avînd $d = 22$ mm. Diametrul găurilor tablelor este $d_1 = d + 1$ mm $= 22 + 1 = 23$ mm.

Lungimea totală a tijei nitului este $l$:

$$l = 2\delta + 1{,}5\ d = 2 \times 10 + 1{,}5 \cdot 22 = 53 \text{ mm}.$$

Numărul total al niturilor $Z$ necesare nituirii cu o singură secțiune de forfecare ($n = 1$) se determină cu relația (2.2) în care se admite un coeficient de siguranță $C = 3{,}5$, și rezistența admisibilă $\tau_{af} \approx 0{,}7\,\sigma_a = 0{,}7 \cdot \tau_r / C = 0{,}7 \cdot 3\,700 : 3{,}5 = 740$ kgf/cm².

Deci:

$$Z = \frac{4Q}{\pi d^2 \tau_{af}} = \frac{4 \cdot 10\,000}{3{,}14 \cdot 2{,}2^2 \cdot 740} = 3{,}6 \text{ nituri}.$$

de unde rezultă necesitatea utilizării a 4 nituri.

Deoarece este satisfăcută condiția $d = 2\delta$ dedusă din relația (2.4), nu mai este obligatorie verificarea la presiunea de contact. Cu relația (2.7) se determină distanța $e$ (v. fig. 2.7);

$$e \approx 1{,}5\ d = 1{,}5 \times 22 = 33, \text{ iar pasul } t \approx 3\ d = 3 \times 22 = 66 \text{ mm}.$$

Cele patru nituri pot fi dispuse pe un rînd sau pe două rînduri. Aplicîndu-se soluția din figură, lățimea $b$ a tablelor trebuie să satisfacă atît considerentele geometrice:

$$b = t + 2\ e = 66 + 2 \times 33 = 132 \text{ mm}.$$

cît și condițiile de rezistență ale platbandei cu secțiunea $A_p = \delta(b - 2\ d)$ solicitată de forța $Q$. Considerîndu-se $\sigma_a = \sigma_r / C \approx 11$ kgf/mm², lățimea necesară asigurării rezistenței este:

$$\delta(b - 2d)\sigma_a = Q, \text{ deci } b = \frac{Q}{\delta \sigma_a} + 2d = \frac{10\,000}{10 \times 11} + 44 = 135 \text{ mm}.$$

În acest caz, rezistența la tracțiune hotărăște lățimea platbandelor și a eclisei $b = 135$ mm, deoarece pe considerente geometrice este suficientă o lățime de 132 mm.

CAPITOLUL

# ÎMBINARI PRIN LIPIRE

## 3.1. MATERIALE, TEHNOLOGIE

Prin lipire se pot realiza organe de mașini, dar mai ales elemente constructive pentru tot felul de aparate, folosindu-se piese separate, din același material sau din materiale diferite, totdeauna însă cu *material de adaos*, de obicei avînd compoziția diferită de a *materialului de bază*.

Lipirea se bazează pe forțele de coeziune intermoleculară între materialul de adaos (*lipitură*) și piesele supuse îmbinării. Principalul avantaj îl constituie simplitatea procesului tehnologic și temperatura scăzută de execuție care poate ajunge pînă la temperatura mediului ambiant.

Domeniul de utilizare cuprinde atît execuția unor asamblări noi în construcția de mașini, mai ales în industria electrotehnică, cît și repararea diferitelor organe de mașini (obiecte din oțel, cupru, alamă, plumb, zinc, cabluri și conducte, piese și aparate electrice, elementele circuitelor electrice etc.). *Lipitură* se numește compoziția interpusă între piesele de îmbinat și se notează prescurtat *L*. Lipiturile au temperatura de topire mai mică decît cea a elementelor supuse asamblării.

Deși lipiturile sînt mai puțin rezistente decît sudurile și prin faptul că lipirea se produce pe o suprafață de lipit, îmbinarea poate asigura totuși o capacitate de rezistență egală cu rezistența secțiunii elementelor îmbinate.

După natura lipiturii se cunosc *lipituri metalice* și *lipituri nemetalice*.

### 3.1.1. LIPITURI METALICE

După gradul rezistenței mecanice și termice se cunosc *lipituri metalice moi* și *lipituri metalice tari*.

**Lipiturile metalice moi** au o rezistență $\sigma_r < 5 \ldots 7$ kgf/mm² și o rezistență termică sub 400°C. Ca lipituri, în mod obișnuit se folosesc aliaje pe bază de : cositor, plumb, zinc, argint, platină etc. Standardele în vigoare (STAS 96-66 cuprind următoarele mărci de aliaje pentru lipit : Lp 20 Sb ; Lp 30 ; Lp 30 Sb Lp 37; Lp 40; Lp 40 Sb; Lp 50; Lp 60; Lp 65; Lp 90. De exemplu, prin Lp 30 se notează lipitura avînd 30% Sn, iar restul Pb.

**Lipiturile metalice tari** — *brazurile* — au o rezistență mecanică și termică mai ridicată decît a celor moi (15—16 kgf/mm² și temperatura de topire peste 500°C). Lipiturile tari cele mai uzuale se realizează cu *alamă de lipit* (STAS 204-49) : Am 42 Lp ; Am 47 Lp ; Am 51 Lp ; Am $S_i$Lp ; AmSn Lp (v. tab. 3.1). Pentru lipirea elementelor din fontă se folosește compoziția *monel* (68% Ni+28%Cu+Mn+Si+Fe).

Suprafețele supuse lipirii se curăță pînă la lustruire metalică, prin decapare cu acid azotic sau, cînd sînt curățite de oxizi și impurități, se degresează prin alte mijloace.

Pe scară largă se practică lipirea manuală utilizîndu-se ciocane de lipit executate din cupru (un bun acumulator termic), ca cele din figura 3.1.

Un procedeu modern este lipirea în cuptoare electrice sau în cuptoare reducătoare (pentru reducerea oxizilor). Acest procedeu se aplică în general pieselor cu dimensiuni relativ mici. În acest scop piesele care urmează să se îmbine se leagă cu sîrmă pentru a se păstra contactul zonelor supuse lipirii.

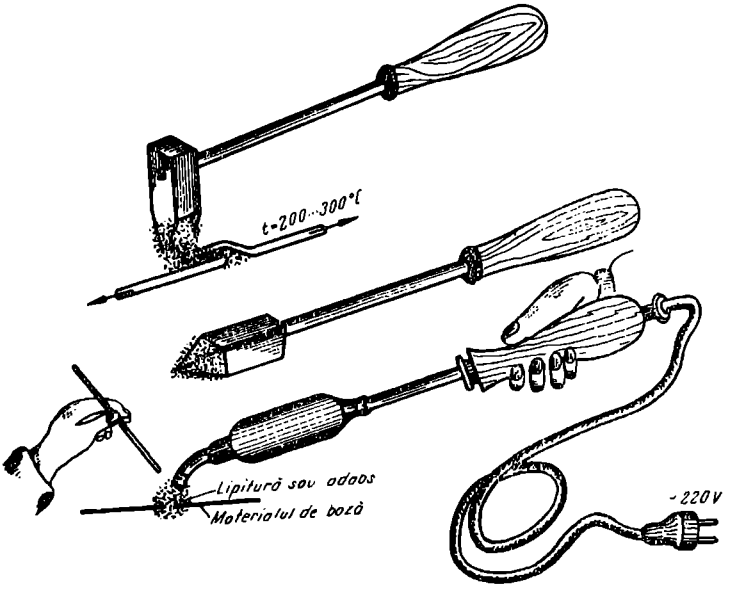



Fig. 3.1. Lipirea manuală

Cîteva tipuri și forme uzuale de îmbinări prin lipire sînt reprezentate în figura 3.2.

Pentru îmbunătățirea procesului de depunere a lipiturii se folosesc substanțe auxiliare numite *fluxuri*. Fluxurile sînt materiale păstoase, granuloase

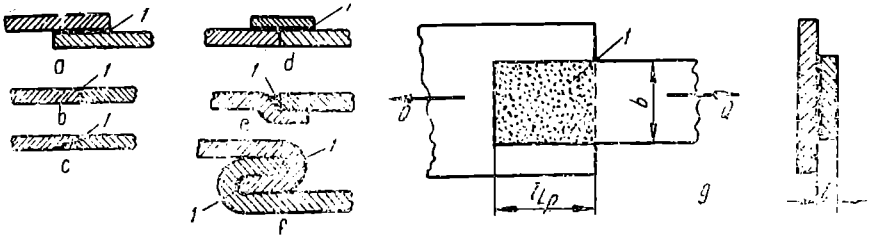



Fig. 3.2. Forme uzuale de îmbinări prin lipire:
*a* — prin suprapunere ; *b* — cap la cap ; *c* — în pană ; *d* — cap la cap cu adaos ; *e* și *f* — prin suprapunere și răsfrîngere ; *g* — elementele geometrice ale unei îmbinări de rezistență ; *1* — zona lipirii.

sub formă de pudră, utilizate pentru dizolvarea oxizilor de pe suprafața supusă lipirii și pentru îmbunătățirea depunerii omogene a lipiturii pe suprafețele respective.

### 3.1.2. LIPITURI NEMETALICE

Pentru realizarea îmbinărilor cu lipituri nemetalice, industria chimică modernă a creat în ultimul timp numeroase compoziții chimice, numite *adezivi*. Cu ajutorul adezivilor, industria constructoare de mașini și aparate a creat cele mai noi tipuri de îmbinări. Lipirea cu adezivi se face la rece sau la cald, cu sau fără presiune ca în cazul lipiturilor metalice moi, deci este foarte simplă.

Adezivii permit îmbinarea elementelor, din diferite materiale : lemn, hîrtie, cauciuc, materiale plastice, sticlă, metale, țesături etc.

*Cleiurile* formează o altă categorie de lipituri. Ele se folosesc pentru încleiat (lipit) piese din lemn, țesături, hîrtie. Temperatura de regim nu trece de 60°C, iar rezistența la tracțiune nu depășește 200—300 kgf/cm².

*Clăiurile* se utilizează în special pentru realizarea îmbinării elementelor metalice cu elemente nemetalice, de exemplu, porțelan cu metal (siguranțe fuzibile), sticlă cu metale (lămpi electrice) etc. Aceste lipituri au o rezistență satisfăcătoare pînă la 130°C.

*Rășinile epoxidice* se folosesc în special la îmbinările metalice din construcția de mașini și aparate. Cîteva sortimente sînt indicate și în tabela 3.1. Inconvenientul principal al acestor tipuri de îmbinare îl constituie sensibilitatea la temperatură.

*Tabelul 3.1*

**Sortimente de lipituri uzuale metalice tari şi nemetalice**

| Denumirea şi simbol | Rezistenţa la rupere $\sigma$ | Temperatura de topire °C | Utilizări |
|---|---|---|---|
| Alamă 42 pentru lipit, în grăunţi *Am 42 L* | — | 820 | Sudarea alamelor cu minimum 60 % Cu |
| Alamă 47 şi 51 pentru lipit, în grăunţi *Am 47 Lp*: *Am 51 Lp* | — | 840<br>850 | Sudarea aliajelor cu minimum 65 % Cu ; bronzuri de Cu şi lame de oţel |
| Alamă cu siliciu pentru lipit *Am Si* Lp | — | 900 | Lipituri la oţeluri şi la fonte |
| Alamă cu staniu pentru- lipit *Am Sn* Lp | — | 900 | Sudarea bronzurilor şi a lipiturilor la oţeluri şi la fonte |
| Elastomer fenolic *A* | $\sigma r = 240$ kgf/cm² | — | Lipirea compoziţiilor de aluminiu |
| Epoxid *A* | $\sigma_r = 135$ kgf/cm² | — | |
| Fenolic *B* | $\sigma_r = 280$ kgf/cm² | — | Piese de oţel |
| Alchid *A* | $\sigma_r = 84$ kgf/cm² | — | |
| Epoxid *D* | $\sigma_r = 620$ kgf/cm² | — | Diverse aliaje |

## 3.2. ELEMENTE DE CALCUL

Considerîndu-se îmbinarea din fig. 3.2, *g* la care elementele sînt supuse la tracţiune, iar lipitura dintre suprafeţe este supusă la forfecare se va respecta condiţia ca rezistenţa piesei cu secţiunea $\delta b$ să fie egală cu a lipiturii pe suprafaţa $bl_{Lp}$, astfel :

$$\delta b \sigma_{at} = l_{Lp} \cdot b \cdot \tau_{aLp}$$

$$\boxed{l_{Lp} = \delta \frac{\sigma_{at}}{\tau_{aLp}}}$$

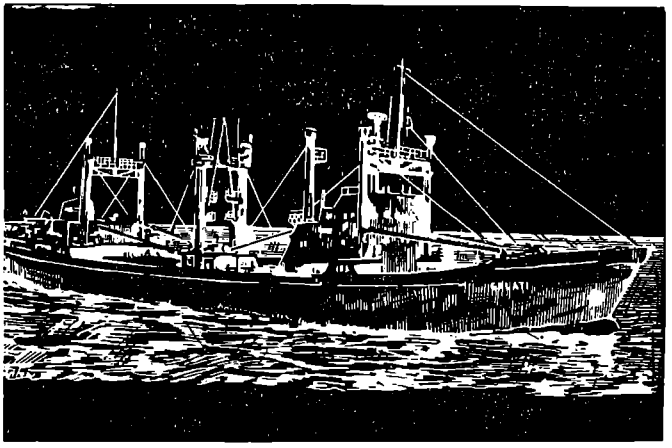
În aceste relaţii $\sigma_{at}$ reprezintă rezistenţa admisibilă a materialului tablei iar $\tau_{aLp}$ pe cea a lipiturii.

Pentru verificare se alege un coeficient de siguranţă $C = 2—4$.

Rezistenţa la rupere $\sigma_{rtLp} = 15—16$ kgf/mm², iar $\tau_{rfLp} = (0{,}7—0{,}8)\ \sigma_{rtLp}$.

Cînd din calcule rezultă o suprapunere $l_{Lp} < 6$ mm, pentru siguranţă se ia $l_{Lp} \geqslant (4—6)$ mm. Lipiturile metalice mai utilizate pe scară largă în industria electrotehnică şi electronică nu se calculează întrucît nu sînt solicitate mecanic (de exemplu, la legăturile circuitelor electrice).

CAPITOLUL



# ÎMBINĂRI PRIN SUDARE

## 4.1. DEFINIȚII. PROCEDEE TEHNOLOGICE. FORME CONSTRUCTIVE

### 4.1.1. DEFINIȚII

*Sudarea* definește îmbinarea care rezultă prin aplicarea unui procedeu de *sudare.*

*Sudarea* reprezintă operația tehnologică de îmbinare a pieselor metalice, utilizînd încălzirea locală, presiunea, sau presiunea și încălzirea locală.

*Îmbinări directe* mai obișnuite se realizează prin încălzire locală și presiune.

*Îmbinări indirecte* se obțin prin încălzire locală, folosindu-se totdeauna un metal de *adaos* similar cu metalul pieselor de îmbinat.

Bazîndu-se pe forțele de coeziune intermoleculară, sudarea reprezintă un progres al tehnologiei moderne.

În industria constructoare de mașini, sudarea își lărgește continuu domeniul de aplicare, fiind folosită în special pentru îmbinarea materialelor metalice, la piese separate sau la aceeași piesă ca în cazul sudării după generatoare a unui cilindru format prin rularea unei plăci de tablă.

*Cordonul de sudură* sau *cusătura* se formează prin topirea materialului de adaos și parțial a celui de bază, în *baia de sudură* ce se formează prin procesul de sudare. Se numește *material de bază* cel din care sînt executate elementele ce urmează să se îmbine.

*Sudabilitatea* unui material defineşte capacitatea acestuia de a se suda în bune condiţii, fără defecte (fisuri, pori, incluziuni etc.), printr-un procedeu tehnologic uzual.

După sudabilitate care este determinată de compoziţia chimică a materialului de bază şi a celui de adaos, de tehnologia de pregătire a pieselor în vederea sudării şi de procedeul tehnologic de sudare, metalele şi aliajele se grupează astfel: *perfect* sudabile, *satisfăcător* sudabile, *limitat* sudabile, *rău* sudabile. De exemplu, grupa oţelurilor carbon obişnuite este perfect sudabilă prin orice procedeu. Grupa oţelurilor pentru arcuri este dificil sudabilă.

*Avantaje şi domenii de aplicare ale sudării.* În raport cu construcţiile nituite, forjate, sau turnate asamblările sudate prezintă numeroase avantaje, ca: economie de manoperă şi de materiale în medie pînă la 20%, deci ieftinirea şi uşurarea construcţiilor; posibilitatea executării unor piese cu forme complexe şi dimensiuni mari; folosirea integrală a capacităţii de rezistenţă a secţiunii pieselor îmbinate; posibilitatea creşterii productivităţii muncii prin automatizarea sau semiautomatizarea operaţiei de sudare (v. fig. 4.2); eliminarea zgomotului dăunător produs prin nituire, uşurarea muncii, siguranţă mai mare la etanşeitate ca şi la rezistenţă a îmbinărilor din piese mici etc.

Eficienţa economică, de material şi manoperă apare deosebit de sugestivă, comparîndu-se îmbinarea sudată (fig. 4.1, *b*) cu cea nituită (fig. 4,1. *a*).

Trebuie menţionat însă că prin sudare, deşi se obţin totdeauna construcţii mai uşoare, uneori acestea nu sînt mai ieftine. Pentru executarea sudurii unor piese cu forme complicate sînt necesare *dispozitive speciale de poziţionare.* Detectarea defectelor de execuţie — în special lipsa de omogenitate — este mai dificilă decît în cazul nituirii, necesitînd aparatură specială şi calificare înaltă. Un alt dezavantaj îl constituie sensibilitatea sporită la solicitări variabile sau prin şoc şi necesitatea detensionării pieselor sudate.

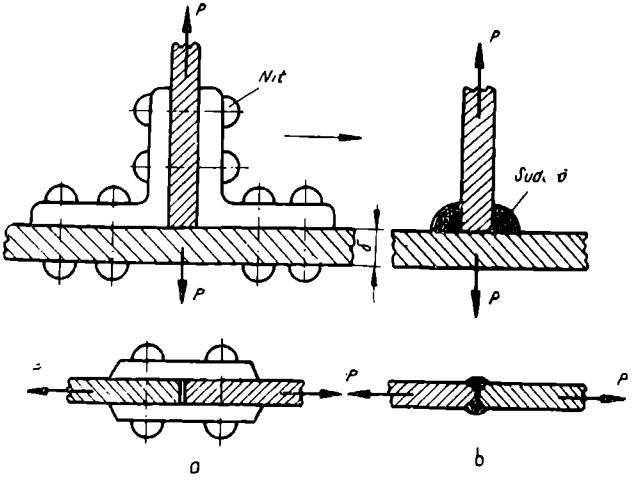



Fig. 4.1. Tipuri de îmbinări:
*a* — prin nituire; *b* — prin sudură.

În ultimii ani, în industria noastră s-au introdus numeroase procedee moderne de sudare și de control al calității sudurilor. Aplicarea sudării automate și semiautomate sub strat de flux (fondant) a căpătat o largă extindere în întreprinderile constructoare de mașini ca : Uzinele „23 August" și „Vulcan" din București „Uzina de utilaj greu" din Brăila „Independența" din Sibiu, „Șantierele navale" din Galați etc. În figura 4.2 este reprezentată schema de principiu a unei instalații de sudură automată construită la Uzinele „Vulcan" din București.

Ca urmare, domeniul de utilizare a asamblărilor sudate a sporit considerabil în anii industrializării socialiste a patriei noastre. În acești ani au fost realizate, prin sudare, lucrări remarcabile în toate domeniile construcției de mașini. Sînt recunoscute, apreciate și preferate peste hotare utilajele românești destinate industriei chimice și petrochimice, cum sînt coloanele de rafinării (fig. 4.3), instalațiile de foraj (turlele moderne), rezervoarele sferice (v. fig. 4.12), stîlpii rețelelor electrice de înaltă tensiune, navele maritime, locomotivele și vagoanele moderne, podurile și fermele metalice, utilajele pentru industria construcțiilor pentru mecanizarea agriculturii etc. Fără sudură nu ar fi posibilă construcția unor astfel de utilaje industriale moderne. Din ce în ce mai mult se extinde sudura în construcția și reparația organelor de mașini, ca : roți dințate, roți de transmisii, discuri, cuplaje, carcase, arbori, flanșe, tuburi, biele, manivele etc. (v. și fig. 4.12).

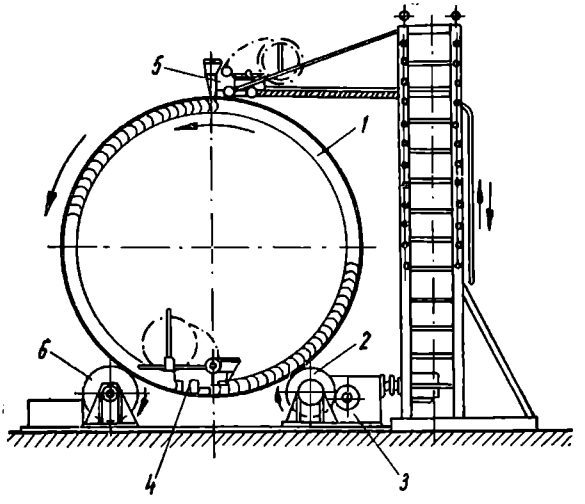



Fig. 4.2. Schema instalației pentru sudarea automată : *1* — virolă (manta cilindrică) supusă sudării ; *2* — rolă de antrenare a virolei (cărucior) ; *3* — motor electric cu reductor ; *4* — cap (tractor) de sudat interior ; *5* — tractor de sudat exterior ; *6* — rolă cu rotație liberă.

### 4.1.2. PROCEDEE TEHNOLOGICE DE SUDARE

Se cunosc două metode diferite de execuție a îmbinărilor sudate :
— sudarea directă prin presiune ;
— sudare prin topire.

*Sudarea directă prin presiune* se produce fără adaos de metal cu sau fără încălzire locală. Cînd se folosește încălzirea locală, zonele respective se aduc la temperatura de sudare, apoi se presează pînă cînd se produce întrepătrunderea moleculară.

Sudarea prin presiune în puncte sau linii întrerupte se aplică în special îmbinării tablelor subțiri, care nu necesită etanșeitate, sau rezistență spo-

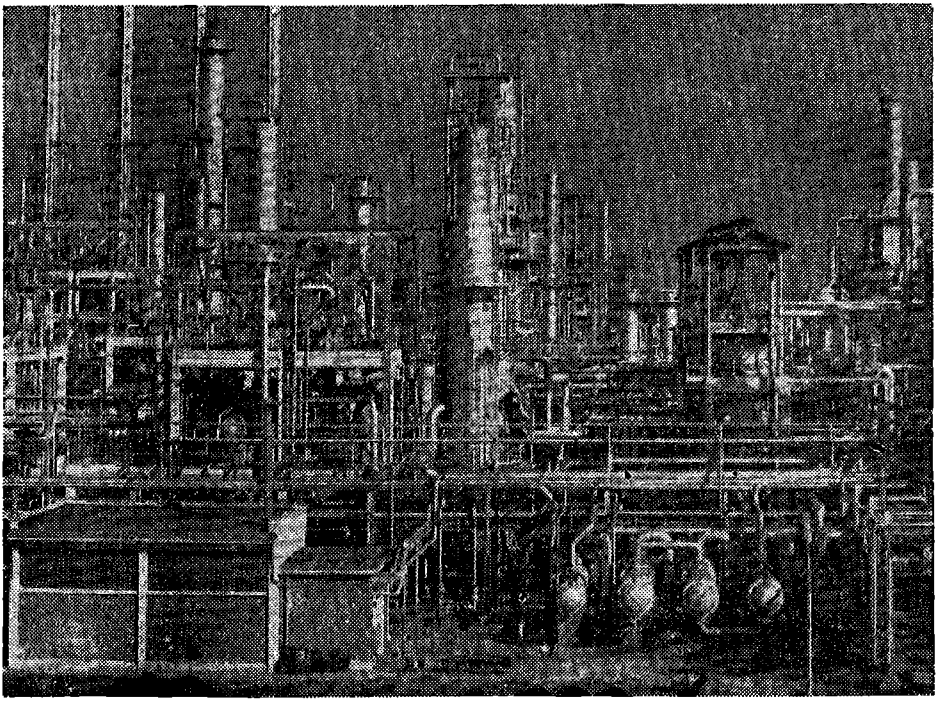
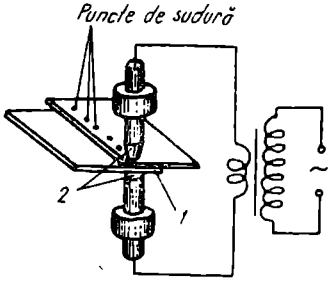


Fig. 4.3. Coloane de distilare la rafinăria de petrol de la Brazi.



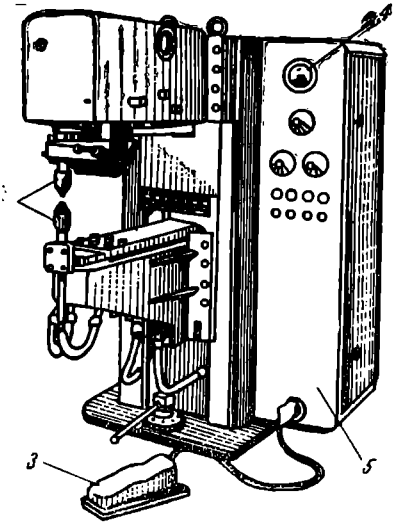




Fig. 4.4. Vedere generală și schema mașinii de sudat electric în puncte prin încălzire electrică locală și presiune:

*1* — elemente supuse sudării; *2* — electrozi cu suport; *3* — întrerupător; *4* — dispozitiv de reglare a curentului; *5* — carcasa metalică a mașinii.

rită, sau pieselor cu dimensiuni reduse. În figura 4.4 este reprezentată vederea generală și schema mașinii de sudat cu încălzire electrică și presiune în puncte. În figura 4.5 este reprezentat schematic procedeul de sudare neîntreruptă al mașinii electrice prin încălzire și presiune.

*Sudarea prin topire* se realizează uneori fără adaos de metal, în care scop atît zonele supuse îmbinării cît și materialul de adaos se încălzesc pînă la topire. Cele mai obișnuite procedee de sudare prin topire sînt: sudarea *cu*

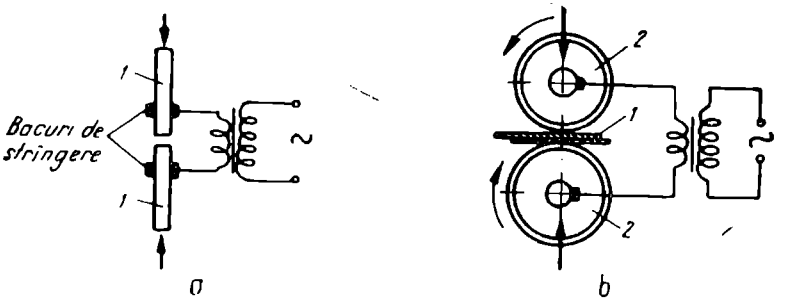



Fig. 4.5. Principiul sudării electrice prin presiune:
*a* — cap la cap; *b* — între role; *1* — elemente de sudat; *2* — role de presiune.

*flacără de gaze* (oxiacetilenică) care dezvoltă o temperatură $t < 3\,000°C$ (fig. 4.6) și sudarea *cu arc electric* (electrică) la care sursa termică este arcul electric.

Sudarea cu arc electric este în prezent cel mai răspîndit procedeu. Schema de principiu a sudării cu arc electric este arătată în figura 4.7. Primul electrod este format prin legarea directă a unui conductor la una din piese. Al doilea electrod se formează chiar din metalul de adaos printr-o vergea de oțel avînd aceeași compoziție ca și piesele. La primul contact al piesei de sudat cu electrodul se produce un scurtcircuit care dezvoltă o temperatură pînă la 3 500°C. Prin îndepărtarea electrodului la o mică distanță se formează

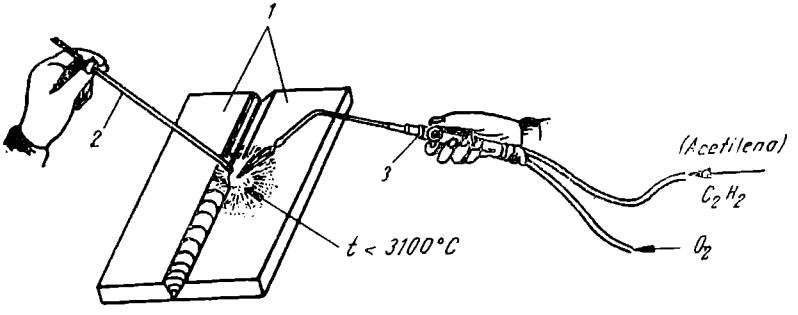



Fig. 4.6. Principiul sudării manuale cu gaze:
1 — elementele sudării; *2* — sîrmă de adaos; *3* — suflai.

și se menține arcul electric, deoarece curentul continuă să treacă prin stratul de aer ionizat. Prin deplasarea capului electrodului în zona de sudat se produce umplerea spațiului care după răcire formează cordonul de sudură sau cusătura.

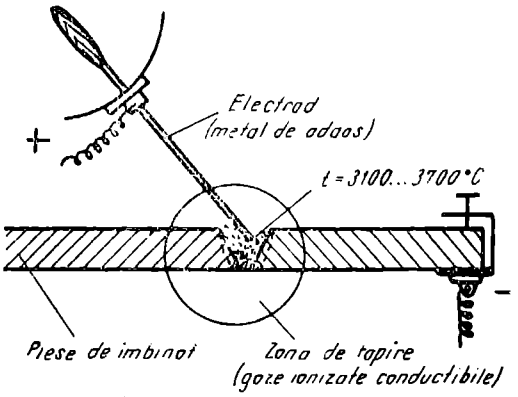



Fig. 4.7. Schema de principiu a sudării cu arc electric.

### 4.1.3. FORME CONSTRUCTIVE

După poziția reciprocă a elementelor componente se pot realiza următoarele tipuri de îmbinări prin sudură: *cap la cap*, *de colț*, *de colț bilaterală* sau în T, cu *marginea răsfrîntă* (de colț exterioară), *frontală*, *laterală* (fig. 4.8, *a*).

**Forma rosturilor** Cele mai obișnuite forme ale rosturilor sînt în funcție de grosimea elementelor îmbinării: I — V — — X — K — U (fig. 4.8, *g*). Pentru asigurarea unui cordon de sudură omogen, forma rostului se execută cît mai uniformă și cu suprafețe curate (v. STAS 6662-66).

*Poziția formării cordonului de sudură*, mai avantajoasă din punctul de vedere al calității și rezistenței, este cea orizontală (fig. 4.8, *j*). În celelalte cazuri reprezentate în figura 4.8, *k*, *l*, *m*, capacitatea de rezistență a cordonului de sudură este mai redusă.

## 4.2. ELEMENTE DE CALCUL

Cu toate că s-au stabilit reguli și forme precise pentru executarea îmbinărilor prin sudură, nu s-a putut determina o metodă precisă de calcul. Principala dificultate o constituie stabilirea corectă a rezistențelor admisibile în secțiunea sudurii. În general, eforturile unitare în secțiunea cordonului de sudură sînt mai reduse decît eforturile unitare din secțiunile elementelor. Această diferență apare deoarece, prin procesul sudării, amestecul materialului de bază cu cel de adaos devine mai dur și mai casant.

### 4.2.1. CALCULUL ÎMBINĂRILOR CU SUDURĂ CAP LA CAP

Sudura cap la cap poate fi solicitată la tracțiune $\sigma_t$, de sarcini axiale centrice $Q$—$Q$ (fig. 4.9, *a*). Cînd sînt cunoscute: sarcina exterioară $Q$, secțiunea portantă a cordonului de sudură $A_s = ab_s$ și cea a piesei $A_p = \delta b_p$, dimensiunile $a$ și $b_p$ se stabilesc pe considerente tehnologice și constructive. De obicei, prin calcule se determină lungimea $b_s$ a cordonului de sudură sau se verifică efortul unitar la tracțiune în secțiunea sudurii $\sigma_{ts}$.

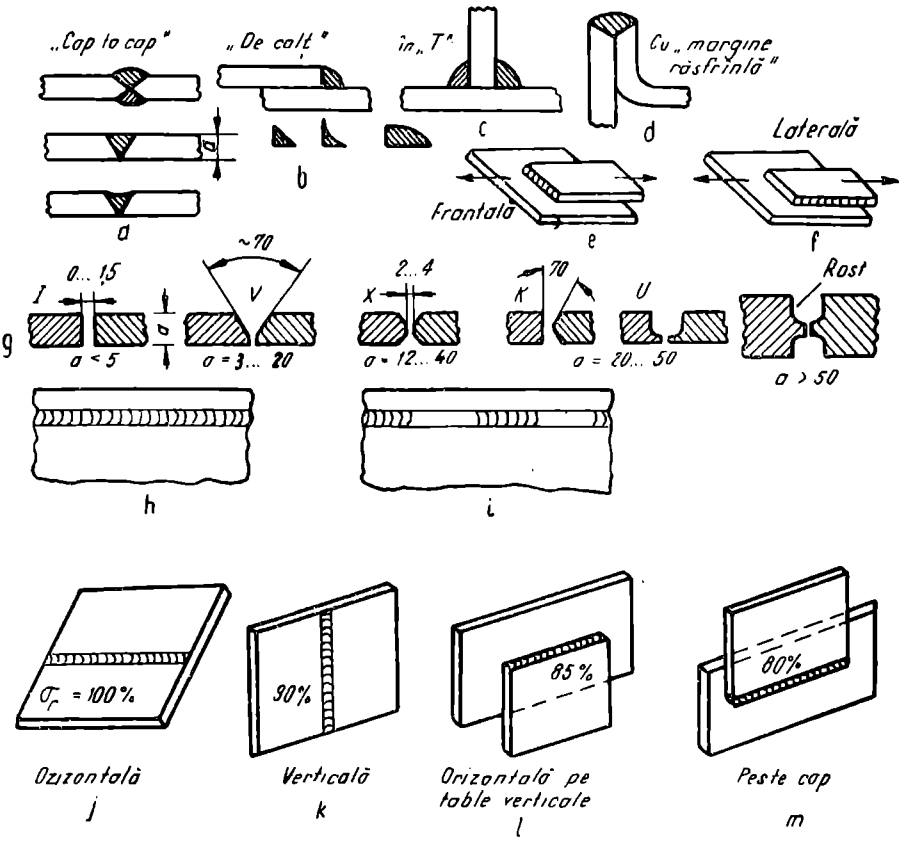



Fig. 4.8. Principalele tipuri constructive de îmbinări sudate:
*a...f* — poziția reciprocă a elementelor; *g* — forma rostului (cordonului) de sudură; *h* — sudură continuă; *i* — sudură discontinuă; *j*...*m* — poziția formării cordonului.

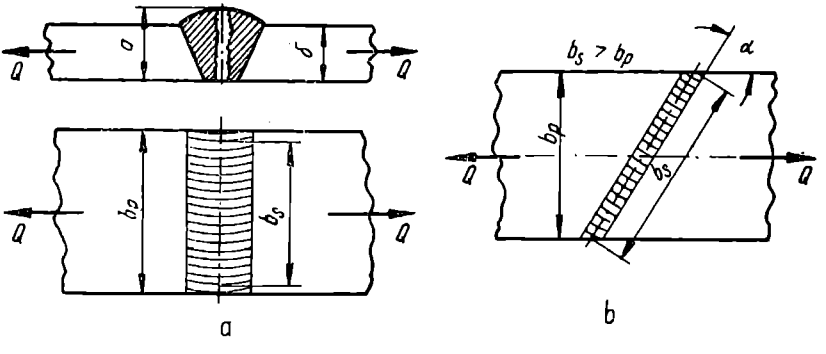



Fig. 4.9. Sudarea electrică cap la cap:
*a* — cu cordon drept; *b* — cu cordon înclinat.

Pentru ca îmbinarea să reziste la fel în secțiunea cordonului de sudură ca în cea mai redusă secțiune a pieselor $A_p$, calculele pronesc de la respectarea condiției din care se determină capacitatea portantă a îmbinării:

$$Q=\delta b_p\sigma_{tp}=ab_s\sigma_{ts}. \tag{4.1}$$

Alegînd una din dimensiunile $\delta$ sau $b_p$ respectiv $a$ sau $b_s$ și efortul unitar al materialului piesei $\sigma_{tp}$ din tabele, rezultă cealaltă dimensiune. Între rezistența sudurii $\sigma_s$ și a piesei $\sigma_p$ există următoarea corespondență: la tracțiune $\sigma_{ats}\approx(0{,}6\ldots0{,}9)\sigma_{atp}$; la compresiune $\sigma_{acs}\approx(0{,}7\ldots1)\sigma_{acp}$.

Raportul rezistențelor $\varphi_s=\sigma_s/\sigma_p$ definește *coeficientul de calitate al sudurii* (tab. 4.1).

*Tabela 4.1*

**Coeficientul de calitate a sudurii** $\varphi_s=\dfrac{\sigma_s}{\sigma_p}$

| Sudura | Solicitarea | $\varphi_s$ |
|---|---|---|
| cap la cap | compresiune | 1,00 |
| | încovoiere | 0,85 |
| | întindere | 0,80 |
| | forfecare sau torsiune | 0.65 |
| de colț | orice solicitare | 0,65 |

Datorită arsurilor de la capetele cordonului de sudură, lățimea reală de calcul a sudurii este mai mică decît cea a tablelor $b_p$, astfel $b_s=b_p-2\delta$.

Alegîndu-se materialul, deci $\sigma_a$ și lățimea $b_p$ a elementelor, din relația (4.1) se pot determina grosimile $\delta$, respectiv $a$:

$$\delta=\frac{Q}{b_p\sigma_{atp}}\text{, pentru piese;}\quad a=\frac{Q}{b_s\sigma_{ats}}\text{, pentru sudură.} \tag{4.2}$$

Deseori este cunoscută secțiunea $A_p=a\cdot b_s$ a elementelor îmbinării cap la cap. În acest caz se aplică calculul de verificare, tot pe baza relației (4.1):

$$\boxed{\sigma_{ts}=\frac{Q}{a\cdot b_s}\leqslant\sigma_{as}}\quad[\text{kgf/mm}^2]. \tag{4.3}$$

Cînd această inegalitate nu este satisfăcută, deoarece grosimea sudurii $a=\delta$ sau depășește prin grosimea pieselor, pentru asigurare a corespondenței dintre capacitățile de rezistență se mărește lungimea cordonului de sudură $b_s$. prin sudură înclinată cu unghiul $\alpha$ (fig. 4.9, *b*) pînă cînd inegalitatea (4.2) este satisfăcută. Astfel se realizează $b_s>b_p$.

Sudurile laterale sau bilaterale sînt tot suduri de colţ efectuate pe muchiile unei singure table şi pe planul celeilalte, după cum se poate urmări pe figura 4.10.

Îmbinările cu suduri bilaterale pot fi solicitate în trei cazuri distincte:

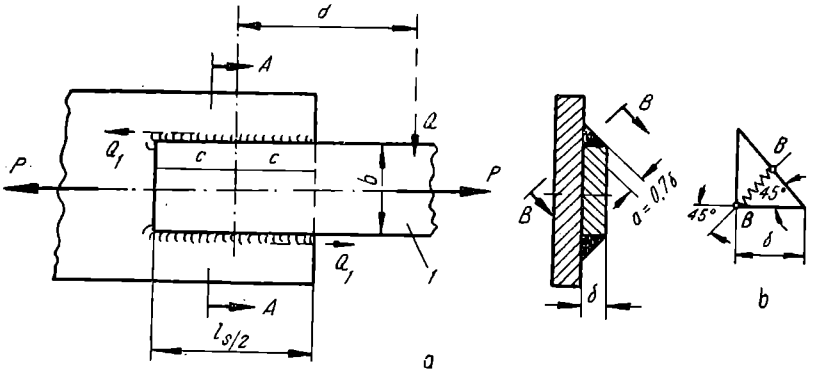



Fig. 4.10. Îmbinare prin suprapunere cu suduri bilaterale.

a) Cînd asupra platbandelor *1* acţionează numai forţa axială $P$, secţiunea sudurii este supusă la forfecare, iar platbanda este solicitată la întindere.

În acest caz, dimensionarea raţională a asamblării are în vedere asigurarea aceleiaşi capacităţi de rezistenţă a secţiunii sudurii $A_s$ şi a secţiunii platbandei $A_p=\delta b$, adică:

$$P=A_s\tau_{sf}=A_p\sigma_{tp}. \quad [\text{kgf}] \tag{4.4}$$

Secţiunea minimă a cordonului de sudură supus la forfecare este $B\,B\cdot l_s$ (fig. 4.10, *b*). Latura $B\,B$ corespunde bisectoarei unghiului drept format pe profilul secţiunii cordonului de sudură, adică $BB=a=\delta \sin 45°\approx 0{,}7\ \delta$; $A_s=al_{sP}=0{,}7\ \delta l_{sP}$.

Substituindu-se valorile secţiunilor $A_s$ şi $A_p$ în relaţia (4.4) se obţine:

$$0{,}7\delta l_{sP}\tau_{fs}=\delta b\sigma_{tp}, \tag{4.5}$$

de unde rezultă lungimea $l_s$ necesară cordonului de sudură, respectiv lungimea $\frac{1}{2}\,l_{sP}$ de suprapunere a tablelor:

$$\boxed{l_{sP}=\frac{b}{0{,}7}\,\frac{\sigma_{tp}}{\tau_{fs}}} \quad [\text{mm}]. \tag{4.6}$$

Ţinîndu-se seama că $\tau_{fs}=0{,}75\sigma_{tp}$ şi corectîndu-se această valoare cu coeficientul de calitate al sudurii $\varphi_s=0{,}65$ se obţine $\tau_{fs}=0{,}65\cdot 0{,}75\sigma_{tp}=0{,}5\sigma_{tp}$, apoi înlocuindu-se această mărime în relaţia (4.6) se obţine:

$$l_{sP}=\frac{b\sigma_{tp}}{0{,}7\cdot 0{,}5\sigma}\approx 2{,}86\ \frac{}{}\ \tag{4.7}$$

Lungimea de suprapunere a tablelor *1* este $l_{sP}$:

$$\boxed{\frac{l_{sP}}{2} \approx 1{,}43\ b}$$

b) Cazul cînd asupra platbandei acționează numai forța normală $Q$ la distanța $d$ cunoscută (fig. 4.10, *a*). Această forță produce momentul încovoietor $M_i = Qd$. Acest moment solicită platbanda *1* la încovoiere, iar sudura la forfecare, ca în primul caz. Lungimea cordonului de sudură $l_{sQ}$ este determinată de valoarea forțelor rezistente $Q_1$, care se pot determina din echivalența ecuației de echilibru a momentelor, adică $M(Q) = M(Q_1)$. În raport cu axa piesei această ecuație are expresia:

$$2Q_1 \frac{b}{2} = Qd\,;$$

$$\boxed{Q_1 = Q\frac{d}{b}} \quad [\text{kgf}].$$

Lungimea cordonului de sudură $l_{sQ}$ se determină în funcție de forța $Q_1$ astfel:

$$Q_1 = Q\frac{d}{b} = \frac{l_s}{2} a\tau_{afs}\,:$$

$$0{,}7\delta l_{sQ}\tau_{afs} = 2Q_1 = 2Q\frac{d}{b}\,;$$

$$l_{sQ} = 2\frac{Qd}{0{,}7\delta b\tau_{afs}}\,; \tag{4.8}$$

$$\frac{l_s}{2} = \frac{l_{sQ}}{2} = \frac{Qd}{0{,}7\delta b\tau_{afs}}\,.$$

c) Cazul în care solicitarea se datorează acțiunii simultane a forțelor $P$ și $Q$; lungimea totală a cordonului de sudură $l_s = l_{sP} + l_{sQ}$, adică:

$$\boxed{l_s = 2{,}86b\left(1 + \frac{Qd}{\delta b^2\tau_{afs}}\right)} \quad [\text{mm}], \tag{4.9}$$

iar lungimea minimă de suprapunere a tablelor $l_s/2$ are valoarea:

$$\frac{l_s}{2} = 1{,}43b\left(1 + \frac{Qd}{\delta b^2\tau_{afs}}\right),$$

$Qd = M_i$, sau cînd în locul forței $Q$ este dat momentul încovoietor $M_i$ relația ia forma:

$$\boxed{\frac{l_s}{2} = 1{,}43b\left(1 + \frac{M_i}{\delta b^2\tau_{afs}}\right)} \quad [\text{mm}]. \tag{4.10}$$

**Exemplu de calcul**

Să se dimensioneze îmbinarea prin suprapunere a două table din oțel OL 37 cu grosimea $\delta = 10$ mm solicitate de forța $P = 15$ tf, iar $M_i = Qd = 1\,000$ kgf·cm, ca în figura 4.10.

*Rezolvare.* Se determină mai întîi lățimea $b$ a platbandei *1* supusă la solicitări compuse $\sigma$ și $\sigma_i$, încît efortul unitar total din secțiunea platbandei $\sigma_{tp}$ este:

$$\sigma_{tp} = \sigma_P + \sigma_Q < \sigma_{atp};$$

$$\sigma_P = \frac{P}{\delta b};\quad \sigma_Q = \frac{M_i}{W} = \frac{6M_i}{\delta b^2};\quad \sigma_{atp} = \frac{3\,700}{C} = \frac{37}{4} \approx 9{,}5 \text{ kgf/mm}^2.$$

Înlocuindu-se aceste valori în relația $\sigma_{tp}$ de mai sus se obține:

$$\frac{P}{\delta b} + \frac{6M_i}{\delta b^2} = 9{,}5$$

de unde rezultă lățimea $b$;

$$9{,}5\delta b^2 - Pb - 6M_i = 0;$$

$$b = \frac{P - \sqrt{P^2 + 4 \times 9{,}5\delta \times 6M_i}}{2 \times 9{,}5\delta} \approx 90 \text{ mm}.$$

Considerîndu-se $\sigma_{as} = 0{,}7\sigma_{atp} = 0{,}7 \times 950 \approx 651$ kgf/cm$^2$, iar $\tau_{af} \approx 0{,}75\sigma_{atp} = 0{,}75 \times 651 = 488$ kgf/cm$^2$, lungimea minimă de suprapunere $l_s/2$ se determină cu relația (4.10):

$$\frac{l_s}{2} = 1{,}43\, b \left(1 + \frac{M_i}{\delta b^2 \tau_{af}}\right) = 1{,}43 \times 90 \left(1 + \frac{10\,000}{10 \times 90^2 \cdot 4{,}88)}\right) = 132 \text{ mm}.$$

### 4.2.3. SOLICITĂRI ASIMETRICE

În cazul îmbinării unui profil cornier L cu o placă de bază (fig. 4.11), pentru solicitarea uniformă a secțiunii profilului și evitarea solicitărilor suplimentare direcția forței $\bar{P}$ trece prin centrul de greutate $G$ al profilului L. Astfel îmbinarea este solicitată asimetric. Ca urmare, lungimile cordoanelor de sudură sînt diferite $l_{1s} \neq l_{2s}$.

Urmărindu-se datele numerice indicate pe figura 4.11, lungimile cordoanelor de sudură se determină în funcție de valorile forțelor $P_1$ și $P_2$ după cum urmează:

$$P_1 + P_2 = P = 4\,500 \text{ kgf};$$

Scriindu-se condiția de echilibru printr-o ecuație de momente în raport cu direcția forței $P_2$, apoi cu direcția forței $P_1$ se obțin mărimile $P_1$, $P_2$, astfel:

$$P_1(l_1 + l_2) = Pl_2;$$

$$P_1 = \frac{l_2}{b} P = \frac{36}{50} \times 4\,500 = 3\,240 \text{ kgf};$$

$$P_2 = \frac{l_1}{b} P = \frac{14}{50} \times 4\,500 = 1\,260 \text{ kgf}.$$

Cu ajutorul valorilor $P_1$, $P_2$ se determină lungimile corespunzătoare ale cordoanelor de sudură. În acest scop se determină mai întîi $\tau_{afs} = 0{,}65\,\sigma_{at} = 0{,}65 \times 14 = 9$ kgf/mm²;

$$l_{1s} = \frac{P_1}{0{,}7\delta\tau_{afs}} = \frac{3\,240}{0{,}7 \times 5 \times 9} \approx 100 \text{ mm};$$

$$l_{2s} = \frac{P_2}{0{,}7\delta\tau_{afs}} = \frac{1\,260}{0{,}7 \times 5 \times 9} \approx 44 \text{ mm};$$

$$l_{1s} + l_{2s} = 144 \text{ mm}. \qquad (4.11)$$

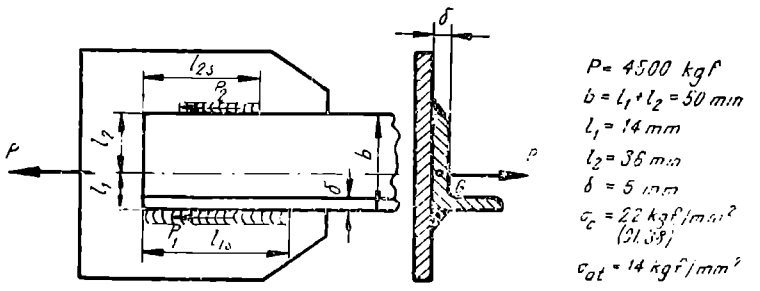



Fig. 4.11. Îmbinarea unor profiluri diferite solicitate excentric.

### 4.2.4. SUDAREA FLANȘELOR ȘI A BUTUCILOR ROȚILOR DE TRANSMISIE

În cazul flanșelor se pot aplica două cordoane de sudură, unul interior și altul exterior pe diametrul exterior $d$ al arborelui (fig. 4.12). Pentru un calcul aproximativ se consideră cordoanele de sudură solicitate numai la forfecare datorită momentului de torsiune $M_t$, necesar a fi transmis. În funcție de puterea $P$, de diametrul $d$ și de turația $n$ a arborelui se determină forța $Q$:

$$Q = \frac{2M}{d} = \frac{2 \cdot 71\,620 \cdot P}{d \cdot n}$$

Înălțimea cordonului de sudură $a$ se determină din relația solicitărilor la forfecare:

$$\tau_{sf} = \frac{Q}{A_s} = \frac{Q}{2\pi d a} \leqslant \tau_{afs};$$

$$a = \frac{Q}{2\pi d \tau_{af}} = \frac{2 \times 71\,620\ P}{2\pi d^2 n \tau_{af}};$$

$$\boxed{a = \frac{71\,620\ P}{\pi d^2 n \tau_{af}}} \quad [\text{mm}]. \tag{4.12}$$

Grosimea sîrmei de adaos a electrozilor utilizați este aproximativ egală cu grosimea necesară a cordonului de sudură $\delta$ și se determină în funcție de mărimea $a$, astfel:

$$a = 0{,}7\delta\ ;\ \text{deci}\ \delta = \frac{a}{0{,}7}.$$

Această grosime se folosește cînd se poate realiza cordonul de sudură dintr-o singură trecere. Dacă această grosime este prea mică, sub cea admisă pentru sudarea unor piese masive, se practică un cordon de sudură din mai multe straturi. Dimpotrivă, în cazul pieselor slab solicitate se practică o sudură discontinuă pe o lungime $(1/4 \ldots 1/3)\pi d$, astfel încît să rezulte o grosime $\delta$ admisă de normele tehnologice.

În figura 4.12 mai sînt reprezentate diferite organe de mașini și alte elemente obținute prin îmbinări sudate.

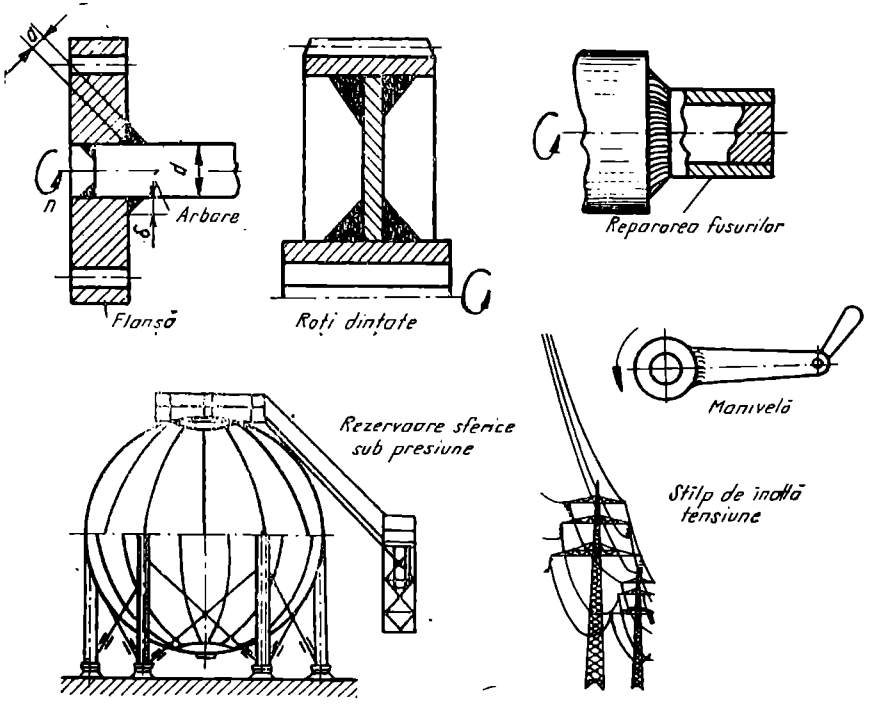



Fig. 4.12. Organe de mașini și alte elemente obținute prin îmbinări sudate.

Dintre numeroșii factori de care depinde calitatea sudurii pieselor se menționează ;

— respectarea procesului tehnologic indicat prin documentația tehnică ;

— menținerea unei compoziții chimice asemănătoare între materialul de bază și materialul de adaos ;

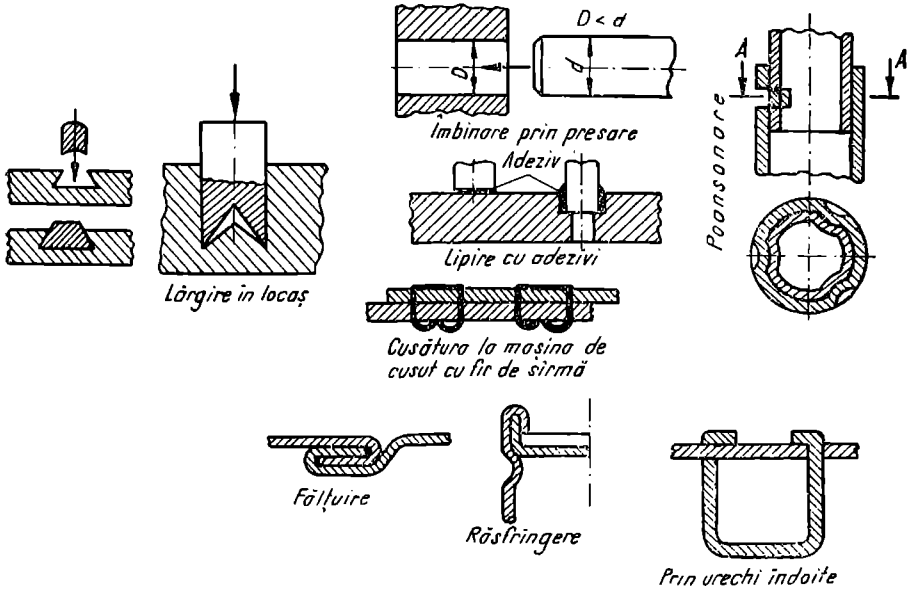


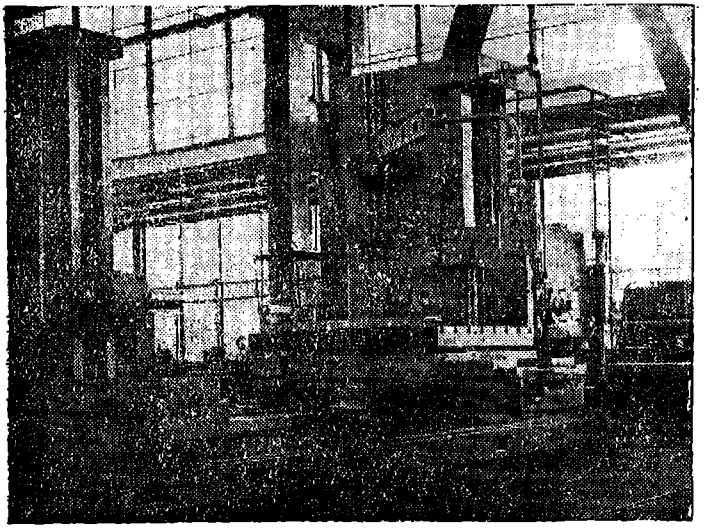

Fig. 4.13. Diferite elemente și tipuri de asamblări nedemontabile folosite în construcția de mașini și aparate moderne.

— calitatea lucrărilor pregătitoare în vederea sudării — curățirea și executarea uniformă a șanțurilor în care se formează baia de sudură — poziționarea favorabilă a pieselor.

Alte tipuri de îmbinări sau asamblări nedemontabile sînt ilustrate în figura 4.13.

CAPITOLUL

5



# ASAMBLĂRI ARBORE-BUTUC

În construcția de mașini, asamblarea este definită printr-un sistem de legătură între două elemente, ușor montabile și demontabile, prin care se pot transmite în întregime forțele de solicitare. Asigurarea asamblării-dezasamblării repetate, fără deteriorarea pieselor componente, este posibilă prin utilizarea unor elemente specifice, numite *organe de asamblare*. Cele mai utilizate organe de asamblare sînt: penele longitudinale și cele inelare; bolțurile și știfturile; inelele ondulate; elementele profilate sau cele canelate; piesele filetate etc.

## 5.1. ASAMBLĂRI CU PENE ȘI CU ȘTIFTURI

*Penele* sînt organe de mașini folosite ca elemente intermediare de legătură între două piese cu axa geometrică longitudinală comună (fig. 5.1, *a*, *b*).

Penele sînt foarte mult folosite atît în construcția asamblărilor fixe cît și în cea a asamblărilor mobile-ghidate, care necesită montări-demontări repetate. De obicei, prin pene se realizează legătura dintre arbori și alezaje sau butuci, folosindu-se ca mijloc de preluare și de transmitere a forțelor și a mișcării. Pot fi utilizate și pentru realizarea asamblărilor demontabile din elemente rigide, statice.

Cu aceste elemente se pot realiza asamblări simple, relativ precise, cu gabarit redus, ieftine și cu montare-demontare rapidă. Dintre principalele dezavantaje ale asamblărilor cu pene se menționează: introducerea unor concentratori de tensiune periculoși atît în arbore cît și în butuc, datorită variației bruște a secțiunii în zona de montaj, deformarea pieselor asamblate

prin baterea penei înclinate. Aceste dezavantaje le limitează domeniul de aplicare în construcția unor mașini moderne, de mare putere și turație.

*Clasificarea penelor* are la bază două criterii deosebite :

— *poziția* penei în raport cu elementele asamblate, care, împarte penele în *transversale* și *longitudinale* (fig. 5.1) ;

— *rolul funcțional* care grupează penele în : *organe de fixare* sau solidarizare a elementelor asamblate, de *reglare* sau de *ghidare.*

Penele și știfturile *longitudinale* se montează cu axa longitudinală paralelă cu axa comună a pieselor îmbinate (asamblate) (fig. 5.1, *c* — *i*).

Penele și știfturile *transversale* se asamblează cu axa longitudinală perpendiculară pe axa comună a pieselor (fig. 5.1, *a*, *b*).

Principalele forme geometrice ale penelor sînt indicate în figura 5.1.

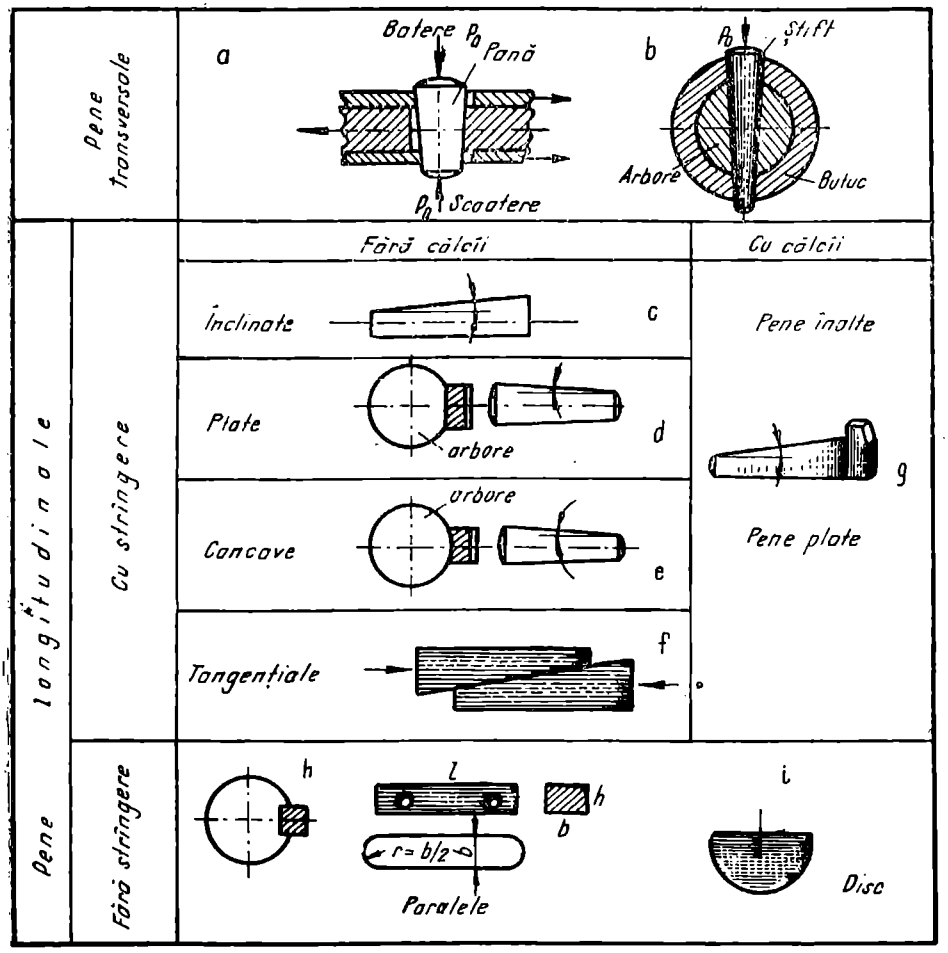



Fig. 5.1. Principalele forme constructive de pene și reprezentarea lor schematică

**Materiale și indicații tehnologice de bază.** Cele mai folosite materiale în executarea penelor și știfturilor sînt oțelurile superioare, avînd $\sigma = 50 \ldots 70$ kgf/mm², în stare laminată sau forjată, cum sînt: OL 50; OL 60; OL 70; OLC 45. Știfturile de siguranță se execută și din oțeluri mai puțin rezistente, ca: OL 32, OL 34, OL 37, OL 42.

În timpul funcționării, penele sînt solicitate la presiunea de contact dintre arbore și butuc, la forfecare în zona de separație arbore-butuc sau concomitent la ambele solicitări.

Tehnologia modernă a început să utilizeze materiale plastice (policlorura de vinil) pentru executarea penelor. Acest material se poate turna direct în canalul de pană practicat în zona împănării.

Penele și știfturile transversale se construiesc cu o conicitate sub un unghi $\alpha < (4 \ldots 5°)$ sau cu o înclinare $1 : 50 \ldots 1 : 100$. Această înclinare este necesară pentru a asigura împănarea sau blocarea elementelor supuse asamblării cu pană, sau cu știft fără alte măsuri constructive suplimentare.

## 5.2. ASAMBLĂRI CU PENE ȘI CU ȘTIFTURI TRANSVERSALE

Asamblările cu pene transversale (fig. 5.1, *a*) se utilizează la montarea unor piese cilindrice și în alte cazuri. Îmbinările cu aceste tipuri de pene pot fi ușor și rapid demontate de repetate ori. Execuția acestui tip de pană și a canalelor în care se montează este mai costisitoare, ceea ce le face mai puțin utilizabile decît știfturile transversale.

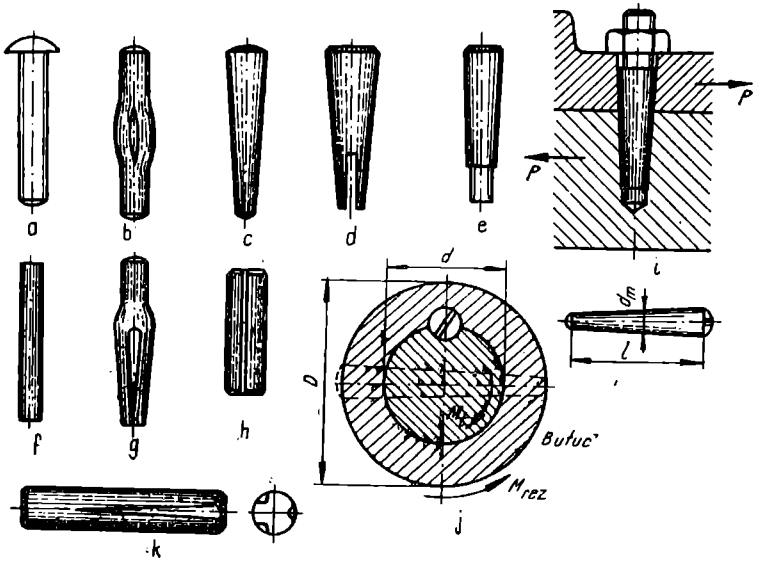



Fig. 5.2. Diverse forme constructive de știfturi.

Asamblările cu ştifturi transversale pot îndeplini aceeaşi funcţie ca şi penele transversale, dar cu aceeaşi formă constructivă, pot fi utilizate şi pentru asamblări longitudinale (fig. 5.2, *i*, *j*). Unele ştifturi au o asemenea formă constructivă încît montarea şi demontarea lor repetată nu este posibilă (fig. 5.2, *b*, *d*, *g*).

### 5.2.1. AUTOFRÎNAREA PENELOR ŞI A ŞTIFTURILOR CONICE

Penele transversale şi ştifturile conice se montează prin batere cu ciocanul sau prin presare. Capetele lor sînt racordate pentru a nu se strivi în zona activă. După batere, în perioada de serviciu a pieselor asamblate, penele sau ştifturile trebuie să nu se demonteze de la sine, adică, trebuie să rămînă *autofrînate*. Condiţia de autoblocare poate fi asigurată construind pene şi ştifturi cu o pantă foarte mică (1 : 50 — 1 : 100).

Pentru asamblarea penei transversale cu o singură faţă înclinată cu unghiul $\alpha$, este necesară o forţă de batere $P_0$ (fig. 5.3, *a*).

Datorită existenţei forţei $P_0$ pe suprafaţa de contact dintre tijă şi pană apar presiuni locale a căror rezultantă este forţa $Q$, şi forţa de frecare $F_1$ (fig. 5.3, *b*). Echilibrul se stabileşte prin rezultantele $N/2$ şi $F_2/2$, din zona de contact a manşonului cu pana.

*Unghiul de frecare* $\varphi$ este determinat de rezultanta $R_1$ a vectorilor forţelor $\overline{Q}+\overline{F}_1=\overline{R}_1$ şi direcţia forţei normale $Q$:

$$\operatorname{tg}\varphi=\frac{F_1}{Q}, \text{ respectiv } \operatorname{tg}\varphi=\frac{F_2'}{N_2} \qquad (5.1)$$

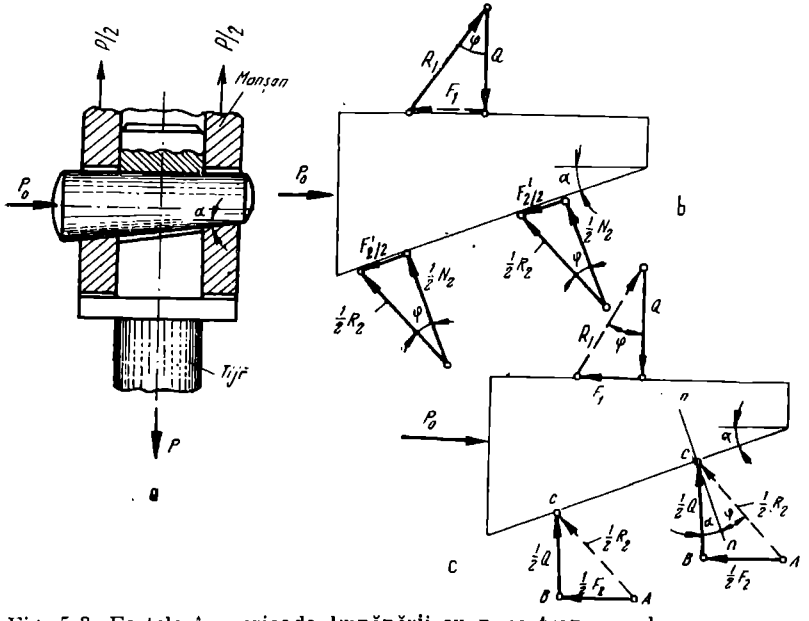



Fig. 5.3. Forţele în perioada împănării cu pene transversale.

Între forțele de frecare și forțele normale corespunzătoare există relațiile de legătură prin coeficientul de frecare $\mu$ :

$$F_1=\mu Q, \text{ respectiv } F'_2=\mu N_2; \tag{5.2}$$

Înlocuindu-se aceste valori (5.2) în relațiile precedente (5.1) se stabilește legătura mărimilor $\mu$ și $\varphi$ astfel :

$$\boxed{\operatorname{tg}\varphi=\mu} \tag{5.3}$$

Forțele $\frac{N_2}{2}$ și $\frac{F'_2}{2}$ pot fi înlocuite prin rezultanta $\frac{R_2}{2}$ (fig. 5.3, *c*). Se formează astfel triunghiurile identice $ABC$. Unghiul din $C$ are valoarea $\widehat{\alpha+\varphi}$, ceea ce se poate dovedi ducînd prin $C$ direcția *nn* normală pe suprafața penei. Rezultă că $BC$ și *nn* sînt perpendiculare pe laturile unghiului $\alpha$, iar *nn* și $AC$ sînt paralele cu laturile corespunzătoare ale unghiului de frecare $\varphi$ (fig. 5.3, *c*), deci $\sphericalangle BCA=\widehat{\alpha+\varphi}$.

*Condiția de echilibru* se exprimă prin suma proiecțiilor forțelor pe direcția orizontală. Pentru simplificare, forțele $\frac{1}{2}R_2$ se descompun în componentele orizontale $\frac{1}{2}F_2$ și în cele verticale $\frac{1}{2}Q_1$ indicate în poziția *c* din figura 5.3. Astfel, condiția de echilibru devine :

$$P_0=F_1+2\frac{F_2}{2}=F_1+F_2, \tag{5.4}$$

în care forțele $F_1$ și $F_2$ se înlocuiesc prin expresiile :

$$F_1=Q\operatorname{tg}\varphi\ ; \tag{5.5}$$

$$\frac{1}{2}F_2=\frac{1}{2}Q\operatorname{tg}(\alpha+\varphi)\ ;\ \text{deci } F_2=Q\operatorname{tg}(\alpha+\varphi). \tag{5.6}$$

Se obține astfel relația care exprimă forța axială de împănare :

$$P_0=Q[\operatorname{tg}(\alpha+\varphi)+\operatorname{tg}\varphi]. \qquad [\text{kgf}]. \tag{5.7}$$

Demontarea se face prin schimbarea sensului forței de batere $P_0\rightarrow -P'_0$. Ca urmare și forțele de frecare și unghiurile de frecare își schimbă sensul. Relația (5.7) devine :

$$P'_0=Q[\operatorname{tg}(\alpha+\varphi)-\operatorname{tg}\varphi].$$

Autofixarea este asigurată cînd se respectă condiția $P'_0\leqslant 0$, adică

$$\operatorname{tg}(\alpha-\varphi)-\operatorname{tg}\varphi\leqslant 0. \tag{5.8}$$

Unghiurile $\alpha$ și $\varphi$ fiind foarte mici se admite aproximarea $\operatorname{tg}\varphi\approx\varphi$. Din această aproximație rezultă : $\alpha-\varphi-\varphi\leqslant 0$, deci :

$$\alpha\leqslant 2\varphi. \tag{5.9}$$

Se știe că $\operatorname{tg}\varphi \approx \mu$, deci $\varphi \approx \mu$. Substituind această valoare în relația (5.9), se obține condiția de autofrînare (5.10) exprimată în funcție de geometria penei prin unghiul $\alpha$ și de materialele asamblate prin coeficientul de frecare $\mu$

$$\boxed{\alpha \leqslant 2\mu} \qquad (5.10)$$

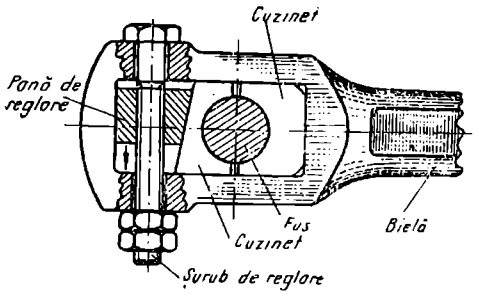



Fig. 5.4. Pana de reglare a unui lagăr.

Deci, cunoscîndu-se valoarea coeficientului de frecare $\mu$ dintre materialele asamblate și pană se determină cu ușurință înclinarea penei sau a știftului pentru asigurarea autofixării.

Această condiție este satisfăcută cu siguranța necesară construind pene cu o față înclinată cu panta $\operatorname{tg}\alpha = \frac{1}{25}$. Pentru penele cu două fețe înclinate, panta este $\operatorname{tg}\alpha = \frac{1}{50} \ldots \frac{1}{100}$.

În cazul penelor de reglare (fig. 5.4), dimpotrivă, nu trebuie să se producă autoblocarea, deci $\alpha > 2\mu$. Practic se ia $\alpha = 2\varphi + (4 \ldots 6°)$.

### 5.2.2. ASAMBLĂRI CU ȘTIFTURI TRANSVERSALE

Știfturile transversale pot avea o secțiune de forfecare (fig. 5.2, *i*), două secțiuni de forfecare (poziția punctată din figura 5.2, *j*) sau mai multe secțiuni de forfecare.

În primul caz $P = \frac{\pi d_m^2}{4} \tau_{af}$, deci diametrul mediu $d_m$ este:

$$\boxed{d_m = \sqrt{\frac{4P}{\pi \tau_{af}}}} \text{ [mm]}. \qquad (5.11)$$

În cazul cînd există două secțiuni de forfecare $2\,\frac{\pi}{4} d_m^2 = P/\tau_{af}$, relația devine

$$\boxed{d_m = \sqrt{\frac{2P}{\pi \tau_{af}}}} \text{ [mm]}. \qquad (5.12)$$

În acest caz s-a considerat asamblarea cu un singur știft transversal.

Forța $P$ poate fi exprimată în funcție de momentul $M_t$ sau de puterea $N$ necesare a fi transmise: $P = \frac{2M_t}{d} = \frac{2 \times 71\,620\,N}{dn}$.

Astfel de ştifturi, cu forma cilindrică de diametru $d_s$, se pot folosi şi ca *elemente de siguranţă*. Limitîndu-se momentul necesar a fi transmis prin intermediul ştiftului, de exemplu la $M_t = 4\,500$ kgf·cm, şi notîndu-se cu $d_m$ — diametrul ştiftului, $d_s = d_m$ se determină în funcţie de diametrul $d$ al arborelui pe baza *rezistenţei de rupere prin forfecare* $\tau_{rf}$ astfel:

$$d_s = \sqrt{\frac{2P}{\pi\tau_{rf}}} = \sqrt{2\frac{2M_t/d}{\pi\tau_{rf}}} = \sqrt{\frac{4M_t}{\pi d\tau_{rf}}},$$

$$\boxed{d_s = \sqrt{\frac{4M_t}{\pi d\tau_{rf}}}}\ [\text{mm}]. \qquad (5.13)$$

**Exemplu de calcul**

Să se determine diametrul $d_s$ al unui ştift de siguranţă cu secţiunea cilindrică, construit din OL 32, $\tau_{rf} = 24$ kgf/mm², montat între un arbore şi un butuc cu diametrul $d = 40$ mm (ca în poziţia punctată din figura 5.2, *j* sau figura 5.1 *b*) pentru a limita transmiterea momentului de torsiune la valoarea $M_t = 10\,000$ kgf. cm. Aplicîndu-se relaţia (5.13) se obţine;

$$d_s = \sqrt{\frac{4M_t}{\pi d\tau_{rf}}} = \sqrt{\frac{4\cdot 10\,000}{\pi\cdot 4\cdot 2\,400}} \approx 1{,}26 \text{ cm} = 12{,}5 \text{ mm}.$$

## 5.3. ASAMBLĂRI CU PENE SAU CU ŞTIFTURI LONGITUDINALE

Penele şi ştifturile longitudinale sînt cele mai utilizate în construcţia de maşini şi aparate. Aceste elemente se montează în zona împănării astfel încît în timpul funcţionării axa lor longitudinală rămîne paralelă cu axa comună a pieselor asamblate (fig. 1.5, *c—i*; fig. 5.5, *a*).

Domeniul de utilizare este foarte variat. Se utilizează în construcţia de maşini şi aparate, la fixarea oricărui tip de butuc pe arbori, la fixarea roţilor, volanţilor, tamburelor de frînă, cuplajelor etc.

### 5.3.1. PENE ÎNALTE

Pene longitudinale de strîngere şi de fixare sau pene înalte se numesc cele cu faţa superioară înclinată cu unghiul $\alpha$, astfel încît $\operatorname{tg}\alpha = 1/100$, ceea ce satisface condiţia autofrînării (fig. 5.5, *a*). Aceste pene se montează cu partea dreaptă pe arbore. Canalul din butuc are forma înclinată la fel ca pana. Fixarea are loc prin baterea forţată a penei în locaşul din ele-

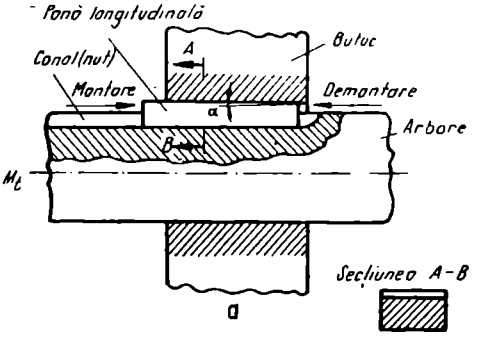
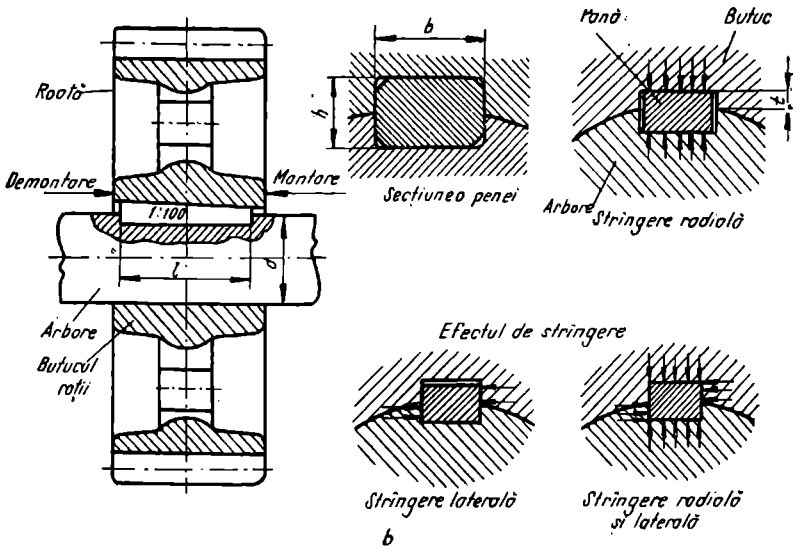



Fig. 5.5. Asamblări cu pene longitudinale: *a* — elementele asamblării cu o pană longitudinală înclinată.



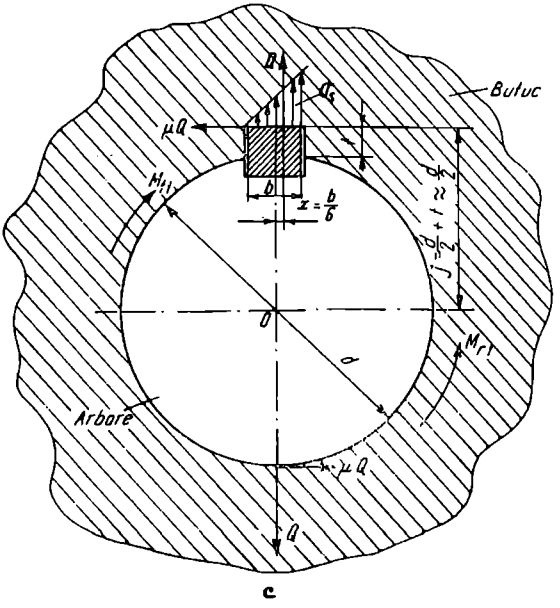




Fig. 5.5. Asamblări cu pene longitudinale:
b — posibilități de strângere cu pană înaltă (înclinată);
c — forțele în asamblarea prin împănare radială.

mentele supuse asamblării, avînd efect rapid de împănare. Cînd lungimea penei $l$ este egală cu lungimea canalului, împănarea se produce prin presarea butucului (fig. 5.5, *b*).

Transmiterea efortului de la arbore la butuc, deci la roată se poate face în următoarele variante.

*a*) Prin contactul rapid ($r$) dintre feţele neparalele ale penei cu arborele şi butuc contact realizat prin baterea penei (fig. 5.5, *a*), sau prin baterea roţii (fig. 5.5, *b*). În acest caz, asamblarea este supusă la strivirea zonelor de contact arbore-pană, respectiv pană-butuc.

Lungimea activă $l_1$ pentru o astfel de pană se calculează pe baza condiţiei de echilibru dintre momentul de torsiune $M_{t1}$ necesar a fi transmis şi momentul rezistent $M_{r1}$ corespunzător (fig. 5.5, *c*):

$$M_{t_1}=M_{r_1}.$$

Urmărindu-se forţele ce se dezvoltă în asamblarea supusă funcţionării de regim (fig. 5.5), se poate scrie expresia momentului rezistent în raport cu centrul de rotaţie *0* al arborelui:

$$M_{r_1}=\mu Q\cdot y+\mu Q\frac{d}{2}+Q\cdot x\approx\mu Q\frac{d}{2}+\mu Q\frac{d}{2}+Q\frac{b}{6}=Q\left(\mu d+\frac{b}{6}\right)=M_t.$$

Înlocuindu-se în această relaţie coeficientul de frecare $\mu\approx 0{,}16$ (pentru oţel pe oţel sau pe fontă), factorii din paranteza relaţiei de mai sus capătă următoarea valoare:

$$\frac{6\mu d+b}{6}=\frac{6\cdot 0{,}16d+b}{6}\approx\frac{1}{6}(d+b).$$

deci:

$$M_{t_1}=\frac{1}{6}Q(b+d).$$

Avîndu-se în vedere distribuţia triunghiulară a presiunilor de contact $\sigma_s$ kgf/cm² dintre pană-butuc şi asigurarea rezistenţei împotriva strivirii, forţa $Q$ poate fi înlocuită prin următoarea expresie:

$$Q=\frac{bl_1}{2}\sigma_{as}$$

iar relaţia pentru determinarea momentului capabil $M_{t_1}$ devine:

$$\boxed{M_{t_1}=\frac{bl_1}{12}\sigma_{as}(b+d)} \quad [\text{kgf}\cdot\text{cm}]$$

După alegerea materialelor, deci a presiunii de contact $\sigma_{as}$, pe baza diametrului arborelui $d$ din tabele (STAS 1008-59) rezultă lăţimea penei $b$, înălţimea $h$ şi adîncimea canalului de pană $t$. Cunoscîndu-se valoarea momentului $M_t$ necesar a fi transmis se poate determina lungimea corespunzătoare a penei $l_1$:

$$\boxed{l_1=\frac{12M_{t_1}}{(b+d)\cdot b\cdot\sigma_{as}}} \quad [\text{cm}]. \qquad (5.14)$$

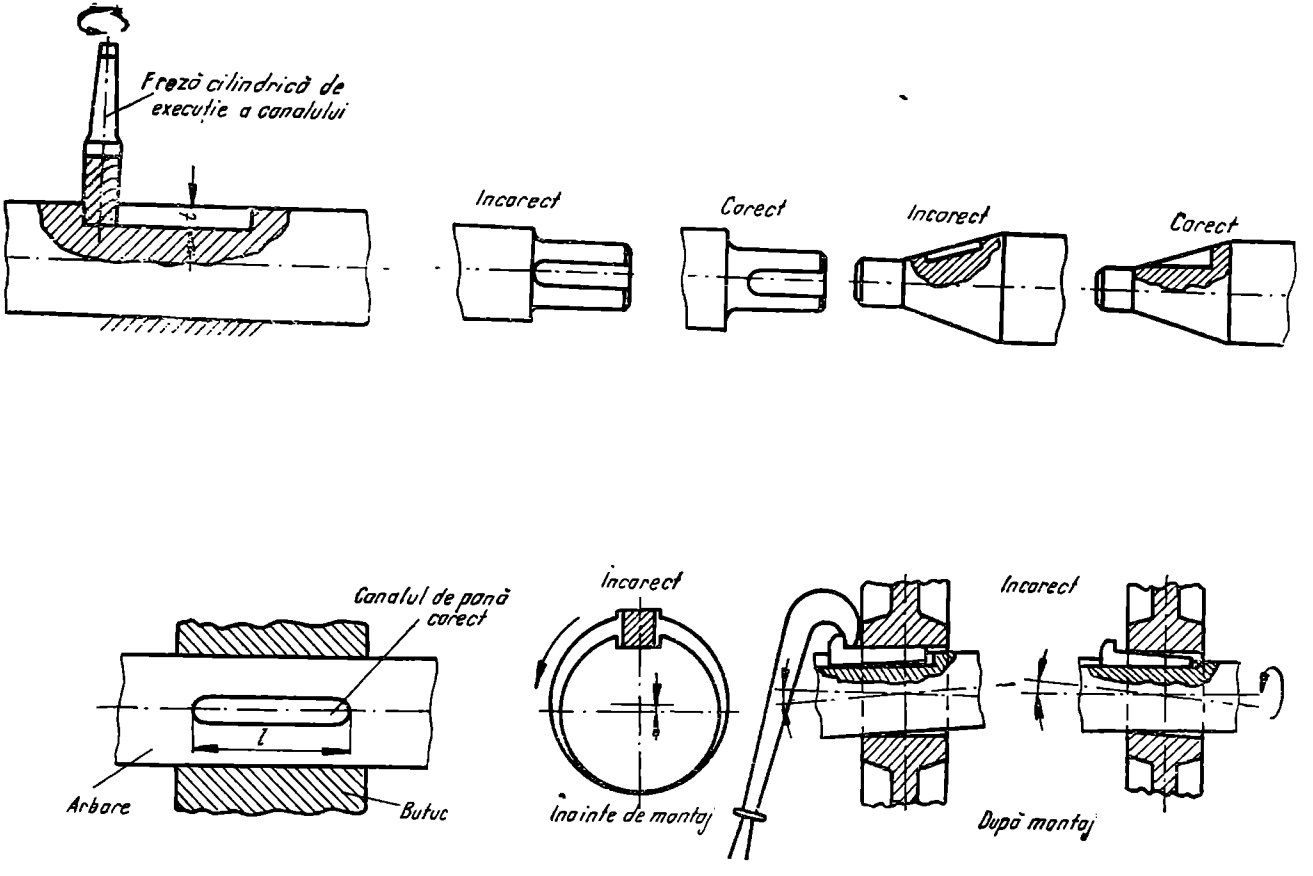



Fig. 5.6. Execuția corectă și incorectă a canalelor de pană și poziția reciprocă a pieselor asamblate.

O asemenea îmbinare cu pană poate transmite pînă la 33% din capacitatea de transmitere $M_t$ a secțiunii arborelui de diametru $d$.

b) Prin strîngere cu contact lateral, figura 5.5, *b* prin care se poate transmite pînă la 85% din capacitatea de transmitere a secțiunii arborelui cu diametrul $d$. O astfel de pană va avea lungimea $l_2$ de mărime:

$$l_2 = \frac{2M_{t2}}{[d+\mu(b+d)]b \cdot l \cdot \sigma_{as}}. \tag{5.15}$$

Lungimea penei determinată cu relația (5.14) sau (5.15) se ia cu mărimea imediat superioară indicată în standard.

c) Cînd este necesară transmiterea totală a capacității arborelui se construiesc îmbinări cu pană înclinată cu efect radial și cu efect lateral de împănare (fig. 5.5, *b*).

Aceste asamblări au capacitatea de transmitere $M_{tp}$ egală și chiar mai mare decît capacitatea $M_t$ a secțiunii arborilor de diametru $d$, adică:

$$M_{tp} = M_{t1} + M_{t2} > M_t = W\tau_a = \frac{\pi d^2}{16}\tau_a. \tag{5.16}$$

$\sigma_{as} = 350 \ldots 1\,500$ kgf/cm² în cazul butucilor din oțel, respectiv $\sigma_{as} = 220 \ldots$ $\ldots 900$ kgf/cm² în cazul butucilor din fontă. Valorile maxime corespund cazului I de solicitare (statică), cele medii cazului II (solicitare pulsantă), iar valorile minime corespund cazului III de solicitare (alternant-simetrică).

Dacă lungimea butucului $l$ este limitată pe considerente constructive, se pot construi asamblări cu două pene decalate cu un unghi de 120°.

Canalele de pană au dimensiunile standardizate. Ele se execută prin frezarea arborelui și prin mortezarea (rabotarea) butucului. În figura 5.6 sînt indicate execuția corectă și cea incorectă a canalelor de pană, precum și montajul corespunzător acestor cazuri.

### 5.3.2. PENE PLATE (fig. 5.7, a) ȘI PENE CONCAVE (fig. 5.7, b)

Astfel de pene transmit efortul numai pe fețele radiale și se calculează cu relația (5.14) după cum s-a arătat la îmbinarea cu pene înclinate. Au avantajul evitării canalelor de pană din arbore.

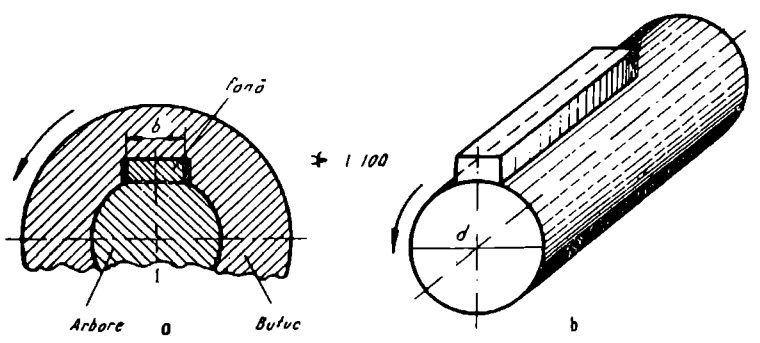



Fig. 5.7. Asamblări cu pene longitudinale:
*a* — cu pană plată; *b* — cu pană concavă.

### 5.3.3. ȘTIFTURI LONGITUDINALE

Ca și penele longitudinale, știfturile pot fi înclinate (fig. 5.2, *c*, *e*, *g*, *i*, *j*), cilindrice (fig. 5.2, *a*, *f*, *h*, *k*) sau pot avea diferite alte forme. Cînd sînt montate longitudinal ca în figura 5.2, *j*, se calculează la strivire pe secțiunea $l \cdot d_m$ ($d_m$ fiind diametrul mediu):

$$l = \frac{P}{d_m \sigma_s} \text{ [mm]}.$$

### 5.3.4. PENE PARALELE

Penele paralele (fig. 5.8) au fețele opuse paralele. Efortul se transmite numai pe fețele laterale fără efect de împănare.

Uneori se fixează pe arbore cu ajutorul șuruburilor (fig. 5.8). Se calculează cu relația (5.15), deci la fel ca penele înclinate cînd transmit efortul numai pe fețele laterale. Cînd este necesară o mai mare capacitate de transmitere se folosesc două sau trei pene, montate pe arbore în același plan și decalate cu 120°.

Cînd este necesară o lungime a penei mai mică decît cea standardizată, se face verificarea la forfecare pe secțiunea $l \cdot b$, în zona de separație dintre arbore și butuc, astfel încît să se respecte condiția $\tau_f \leqslant \tau_{af}$;

$$\tau_f = \frac{P}{lb} = \frac{2M_t}{lbd} \leqslant \tau_{af} \text{ [kgf/cm}^2\text{]}, \qquad (5.17)$$

Factorii: $M_t$, $l$, $b$, $d$ au aceeași semnificație ca în cazul penelor înclinate.

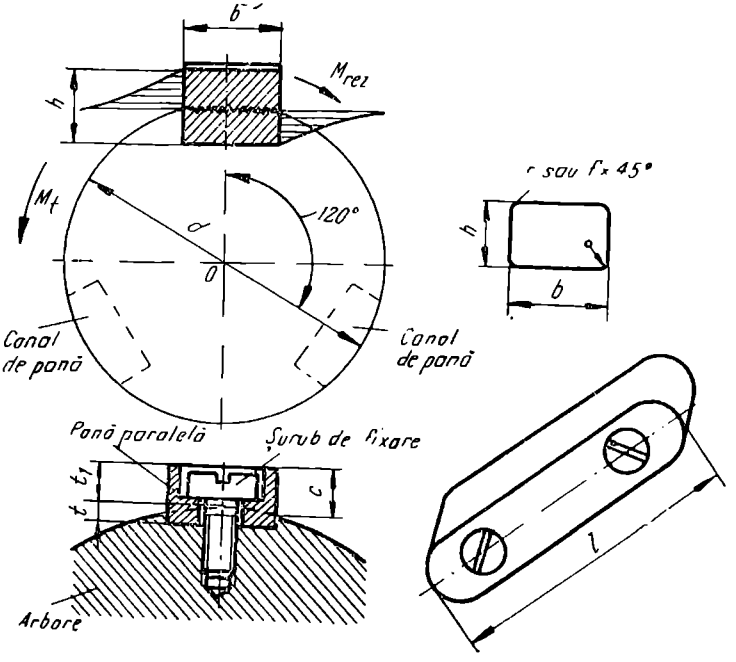



Fig. 5.8. Asamblare cu pană longitudinală paralelă.

Penele disc se folosesc la îmbinări cu arbori avînd diametrul $d<40$ mm și se montează după cum se indică în figura 5.9. Lungimea $l$ se determină pentru a rezista la strivire pe suprafața laterală $l \cdot t$ și la forfecare în secțiunea $l \cdot b$ :

$$l=\frac{P}{t\sigma_{as}}; \quad \text{respectiv} \quad \tau_f=\frac{P}{lb}<\tau_{af}. \tag{5.18}$$

**Exemplu de calcul**

Aplicîndu-se direct relațiile (5.15) și (5.17), se poate determina lungimea și rezistența la forfecare a unei pene paralele, ca în figura 5.8, fiind date : lungimea butucului $l_B=60$ mm diametrul arborelui $d=50$ mm, turația $n=100$ rot/min, puterea necesară a fi transmisă, $N=20$ CP, materialul penei OL 50 ($\sigma_c=2\,700$ kgf/cm$^2$ ; $\tau_{rf}=3\,800$ kgf/cm$^2$).

*Rezolvare*

Relația (5.15) scrisă sub forma $l_2=l$ este :

$$l=\frac{2M_t}{[d+\mu(b+d)]b\cdot t\cdot\sigma_{ar.}}\ [\text{cm}]$$

Din STAS 1004-59 sau din tabela 5.1, la diametrul $d=50$ mm corespunde o pană paralelă cu secțiunea $b\cdot h=16\times 10$ mm și $t=h/2=5$ mm.

Considerîndu-se $\mu=0{,}12$ ; $\sigma_{as}=\sigma_c/C=2\,700/1{,}7\approx 1\,600$ kgf/cm$^2$ ; $M_t=71\,620\ \dfrac{N}{n}=$

$=71\,620\dfrac{20}{100}=14\,324$ kgf·cm se obține lungimea penei :

$$l=\frac{2\times 14\,324}{(5+0{,}12(1{,}6+5)]1{,}6\times 0{,}5\times 1\,600}\approx 4 \text{ cm}=40 \text{ mm}.$$

La această lungime se adaugă $b=16$ mm pentru rotunjirea capetelor (fig. 5.8). Deci lungimea reală va fi de 56 mm.

Rezultă că este suficientă o singură pană pentru a transmite întreaga putere prin lungimea butucului roții cu $l_B=60$ mm.

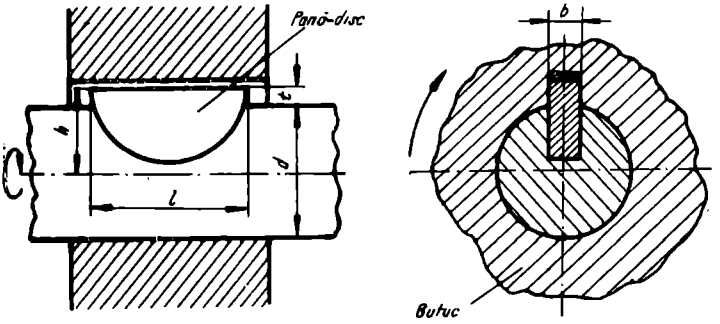



Fig. 5.9. Asamblare cu pană disc.

| Diametrul arborelui | Dimensiunile nominale ale penelor | | Adîncimea canalelor | | | | | | Raza de rotunjire $r_1$ max. (canal) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | Execuția I | | | Execuția II | | | |
| | $b$ | $h$ | $t$ | $t_1$ | $c$ | $t$ | $t_1$ | $c$ | |
| 5— 7 | 2 | 2 | 1,1 | 1,0 | 1,0 | — | — | — | — |
| 7— 10 | 2 | 3 | 2,0 | 1,1 | 1,2 | — | — | — | — |
| 10— 11 | 5 | 4 | 2,5 | 1,6 | 1,8 | — | — | — | — |
| 14— 18 | 5 | 5 | 3,0 | 2,1 | 2,3 | 3,2 | 1,9 | 2 | 0,2 |
| 18— 24 | 6 | 6 | 3,5 | 2,6 | 2,9 | 3,8 | 2,3 | 2,6 | 0,3 |
| 24— 30 | 8 | 7 | 4,0 | 3,1 | 3,5 | 4,5 | 2,6 | 3,0 | |
| 30— 36 | 10 | 8 | 4,5 | 3,6 | 4,2 | 5,2 | 2,9 | 3,5 | |
| 36— 42 | 12 | 8 | 4,5 | 3,6 | 4,4 | 5,2 | 2,9 | 3,7 | |
| 42— 48 | 14 | 9 | 5,0 | 4,1 | 5,0 | 5,8 | 3,3 | 4,2 | |
| 18— 55 | 16 | 10 | 5,0 | 5,1 | 6,2 | 6,5 | 3,6 | 4,7 | 0,5 |
| 55— 65 | 18 | 11 | 5,5 | 5,6 | 6,8 | 7,1 | 4,0 | 5,2 | |
| 65— 75 | 20 | 12 | 6 | 6,1 | 7,4 | 7,8 | 4,3 | 5,6 | |
| 75— 90 | 24 | 14 | 7 | 7,2 | 8,7 | 9,0 | 5,2 | 6,7 | 0,8 |
| 90—105 | 28 | 16 | 8 | 8,2 | 10,0 | 10,3 | 5,9 | 7,7 | |
| 105—120 | 32 | 18 | 19 | 9,2 | 11,2 | 11,5 | 6,7 | 8,7 | |
| 120—140 | 36 | 20 | 10 | 10,2 | 12,3 | 12,8 | 7,4 | 9,5 | |
| 140—170 | 40 | 22 | 11 | 11,2 | 13,4 | 13,5 | 8,7 | 10,9 | |
| 170—200 | 45 | 25 | 13 | 12,2 | 14,6 | 15,3 | 9,9 | 12,3 | 1,2 |
| 200—230 | 50 | 28 | 14 | 42,2 | 16,7 | 17,0 | 11,2 | 13,7 | |
| 230—260 | 55 | 30 | 15 | 15,2 | 17,9 | 18,3 | 11,9 | 14,6 | |
| 260—290 | 60 | 32 | 16 | 16,2 | 19,1 | 19,6 | 12,6 | 15,5 | |
| 290—330 | 70 | 36 | 28 | 18,2 | 21,8 | 22,0 | 14,2 | 17,8 | 2,0 |
| 330—380 | 80 | 40 | 20 | 20,2 | 24,3 | 24,6 | 15,6 | 19,7 | |
| 380—440 | 90 | 45 | 23 | 22,2 | 26,6 | 27,5 | 17,7 | 22,1 | |
| 440—500 | 100 | 50 | 25 | 25,2 | 30,1 | 30,4 | 19,8 | 24,7 | |
| 500—560 | 110 | 55 | 28 | 27,2 | 32,5 | 33,0 | 22,2 | 27,5 | |
| 560—630 | 120 | 60 | 30 | 30,2 | 35,8 | 34.6 | 25,6 | 31,2 | |

*Observație.* Se alege execuția I sau II ținînd seama de condiția unei egale rezistențe

**din STAS 1004 și 1005 din 1959— notații conform figurii 5-8**

| sau $r$ (pană) | lungimea penelor, $l$ | | | | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 0,25 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | — | — | — | — | — |
| | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 25 | 28 | — | — |
| | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 25 | 28 | 32 | 36 | — |
| | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 25 | 28 | 32 | 36 | 40 | 45 |
| 0,4 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 25 | 28 | 32 | 36 | 40 | 45 | 50 | 56 |
| | 18 | 20 | 22 | 25 | 28 | 32 | 36 | 40 | 45 | 50 | 56 | 63 | 70 |
| | 22 | 25 | 28 | 32 | 36 | 40 | 45 | 50 | 56 | 63 | 70 | 80 | 90 |
| | 28 | 32 | 36 | 40 | 45 | 50 | 56 | 63 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 |
| | 36 | 40 | 45 | 50 | 56 | 63 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 125 | 140 |
| 0,6 | 45 | 50 | 56 | 63 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 125 | 140 | 160 | 180 |
| | 50 | 56 | 63 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 |
| | 56 | 63 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 220 |
| | 63 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 220 | 250 |
| 1,0 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 220 | 250 | 280 |
| | 80 | 90 | 100 | 110 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 220 | 250 | 280 | 315 |
| | 90 | 100 | 110 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 220 | 250 | 280 | 315 | 355 |
| | 100 | 110 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 220 | 250 | 280 | 315 | 355 | 400 |
| | 110 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 220 | 250 | 280 | 315 | 355 | 400 | 450 |
| 1,6 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 220 | 250 | 280 | 315 | 355 | 400 | 450 | 500 |
| | 140 | 160 | 180 | 200 | 220 | 250 | 280 | 315 | 355 | 400 | 450 | 500 | — |
| | 160 | 180 | 200 | 220 | 250 | 280 | 315 | 355 | 400 | 450 | 500 | — | — |
| | 180 | 200 | 220 | 250 | 280 | 315 | 355 | 400 | 450 | 500 | — | — | — |
| | 200 | 220 | 250 | 280 | 315 | 355 | 400 | 450 | 500 | — | — | — | — |
| 2,5 | 220 | 250 | 280 | 315 | 355 | 400 | 450 | 500 | — | — | — | — | — |
| | 250 | 280 | 315 | 355 | 400 | 450 | 500 | — | — | — | — | — | — |
| | 280 | 315 | 355 | 400 | 450 | 500 | — | — | — | — | — | — | — |
| | 315 | 355 | 400 | 450 | 500 | — | — | — | — | — | — | — | — |

**a îmbinării cu pană, în funcție de materialul bucșei (butucului)**

**Verificarea la forfecare** $\tau_{af} = 0{,}6\ \sigma_{ar} = 1\ 600 \times 0{,}6 = 960\ \text{kgf/cm}^2$;

$$\tau_f = \frac{P}{l \cdot b} = \frac{2M_t}{l \cdot b \cdot d} = \frac{28\ 648}{4 \times 1{,}6 \times 5} \approx 895\ \text{kgf/cm}^2 < \tau_{af}.$$

Rezultă că pana este bine dimensionată, deoarece $\tau_f < \tau_{af}$.

## 5.4. ASAMBLĂRI PRIN CANELURI

Asamblarea prin caneluri este alcătuită prin *montarea directă* a unui *arbore canelat* și a unui *butuc canelat* (fig. 5.10), fără elemente intermediare.

Spre deosebire de asamblările cu pene longitudinale, cele cu arbori și butuci canelați prezintă următoarele avantaje: asigură o centrare mai precisă a pieselor asamblate fără deformarea prin ovalizare a butucului; transmit

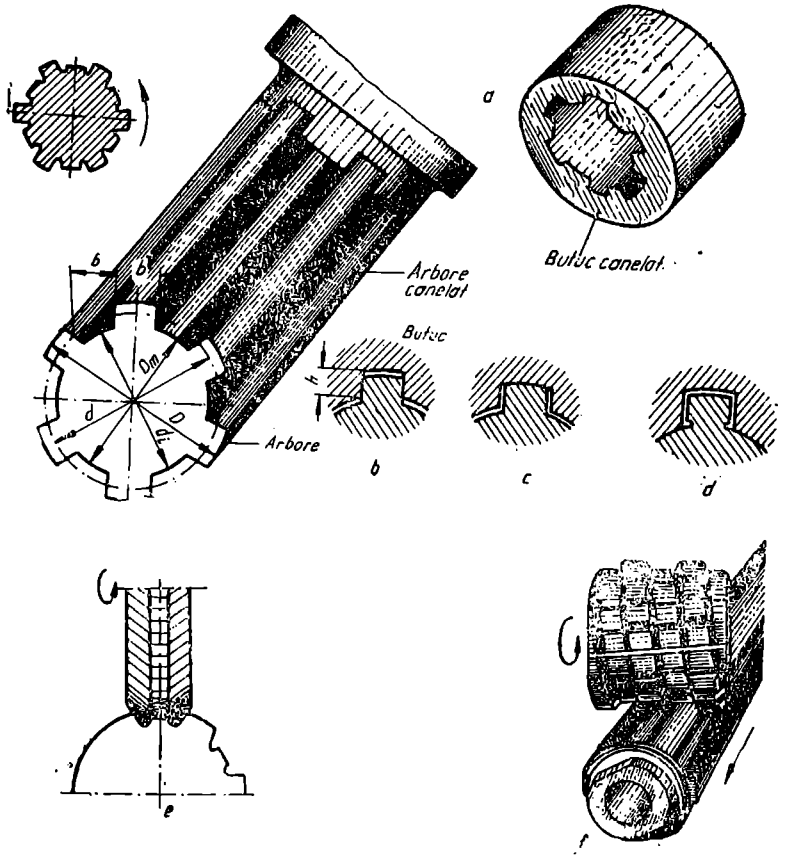



Fig. 5.10. Piese canelate:
*a* — profiluri canelate; *b* — cu centrare laterală; *c* — cu centrare exterioară; *d* — cu centrare interioară; *e*, *f* — execuția canelurilor la arbori.

eforturi mai mari la aceeași dimensiune a arborelui; presiunea de contact și concentrarea tensiunilor sînt mai reduse. Execuția canelurilor este însă mai costisitoare.

Butucii cu care se îmbină au profilul identic în interior, dar sînt executați prin broșare sau prin mortezare pe o suprafață cilindrică interioară, în timp ce arborii canelați se execută prin frezare (fig. 5.10, *e*, *f*).

Arborii canelați se folosesc pentru transmiterea unor momente de răsucire mari și cînd este necesară deplasarea axială relativă dintre piesele asamblate chiar în funcționarea de regim.

După cum se poate urmări în figură, numărul canelurilor și al plinurilor (penelor) este același, făcînd corp comun cu arborele. Se construiesc arbori cu un număr $z$ de: 4, 6, 8, 10, 16, 20 caneluri, uniform repartizate pentru a realiza cu butucul canelat profiluri transversale conjugate.

Profilul canelurilor poate fi *dreptunghiular*, *evolventic*, *trapezoidal*, *rotund* sau *triunghiular* (zimțat).

După caracterul centrării se deosebesc asamblări cu centrare *laterală* (fig. 5.10, *b*), cu centrare *exterioară* (fig. 5.10, *c*) sau cu centrare *interioară* (fig. 5.10, *d*).

Arborele (butucul) canelat de serie ușoară cu diametrul interior $d=36$ mm și diametrul exterior $D=40$ mm, cu 8 caneluri se notează astfel:

**Arborele canelat $8\times36\times40$ STAS 1768-68.**

**Indicații de calcul.**

Calculul de rezistență al canelurilor dreptunghiulare este indicat în STAS 1767-67. Prin calculele de dimensionare se determină lungimea canelată $L$ sau numărul de canelur i $z$, în funcție de solicitarea principală care este strivirea $\sigma_s$. Solicitarea la forfecare se neglijează. Lungimea canelată $L$ se determină din condiția asigurării transmiterii unui moment de torsiune $M_t$ cerut:

$$M_t = K \cdot z \cdot h \cdot L \cdot \sigma_{as}. \tag{5.19}$$

În funcție de tehnologia adoptată se aplică un coeficient de corelație $K=0,7$ pentru arbori frezați cu capul divizor (fig. 5.10, *e*), iar în cazul frezării prin rulare $K=0,8$ (fig. 5.10, *f*). Acest coeficient de reducere a suprafeței purtătoare ține seama de imposibilitatea contactului perfect pe toată suprafața celor $z$ caneluri dintre arbore și butuc.

Lungimea portantă necesară butucului va fi:

$$\boxed{L \geqslant \frac{M_t}{K \cdot z \cdot h \cdot \sigma_{a_s}}} \tag{5.20}$$

Raportul $\frac{L}{d} \leqslant 1,5$ în cazul cînd deplasarea butucului pe arbore se face numai la mersul în gol (*seria ușoară*); $\frac{L}{d} = 1,5 \ldots 2,5$ pentru solicitări diferite de cele ușoare (*seria mijlocie* sau *seria grea*).

Pentru diferite regimuri de funcționare în STAS 1767-56, se indică valorî uzuale ale presiunii de contact $\sigma_{as}$ în kgf/mm$^2$.

Diametrul interior al arborelui $d$ (fig. 5.10) se determină ca în cazul arborilor drepți. În funcție de diametrul interior $d$ și de numărul de caneluri ales $z$, din STAS rezultă înălțimea purtătoare $h$ (fig. 5.10, $b$).

## 5.5. ASAMBLĂRI CU INELE CONICE

*Asamblările fixe cu inele conice* (fig. 5.11) sau cu pene inelare pot transmite eforturi prin frecarea dintre suprafețele de strîngere datorită forțelor elastice.

Sub acțiunea unei forțe axiale $P_a$ se realizează o deformație elastică radială a perechilor de inele, deci o strîngere radială $Q$, între arbore-inelul interior-inelul exterior-butuc cu care se solidarizează.

Ca rezultat al tehnologiei moderne de îmbinare, inelele conice oferă multiple avantaje, dar măresc dimensiunea radială.

Capacitatea de transmitere depinde de forța radială $Q$ determinată de forța axială $P_a$. Nu necesită canale în elementele asamblate, iar strîngerea lor nu produce ovalizarea arborilor.

## 5.6. ASAMBLĂRI CU INELE ONDULATE

Principalul avantaj al acestor elemente îl constituie faptul că nu necesită prelucrări precise ale pieselor de îmbinat și nici nu slăbesc secțiunea acestora ca în cazul penelor; de asemenea se montează și demontează ușor, iar strîngerea se datorește forțelor elastice ca în cazul unor arcuri (fig. 5.12).

Inelele se obțin din bandă de oțel prin ondulare cu pasuri $p$ egale. Montarea se face prin presare. Transmiterea eforturilor se asigură prin frecarea dintre suprafețele de contact, datorită forțelor elastice normale $N$ indicate pe figură.

## 5.7. ASAMBLĂRI CU BRĂȚĂRI ELASTICE

Asamblările cu brățări elastice asigură strîngerea cu ajutorul șuruburilor de asamblare. Cîteva forme constructive mai des utilizate sînt indicate în figura 5.13.

Fiind utilizate în asamblarea elementelor de instalații, descori nu comportă calcule de dimensionare. În astfel de cazuri, dimensiunile lor se stabilesc în funcție de mărimea elementelor asamblate.

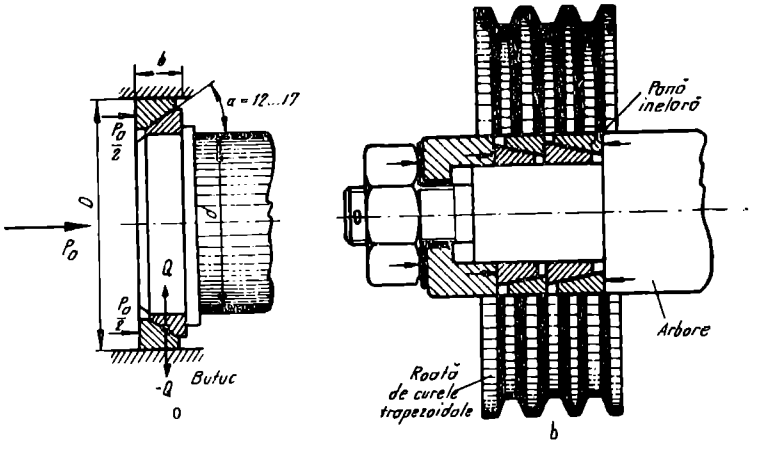



Fig. 5.11. Asamblare cu inele conice (pene inelare):
*a* — cu o pereche de inele ; *b* — cu două perechi de inele.

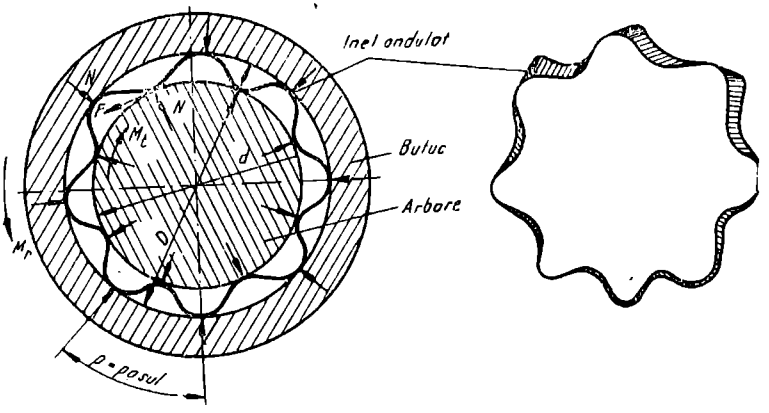



Fig. 5.12. Asamblare cu inel ondulat.

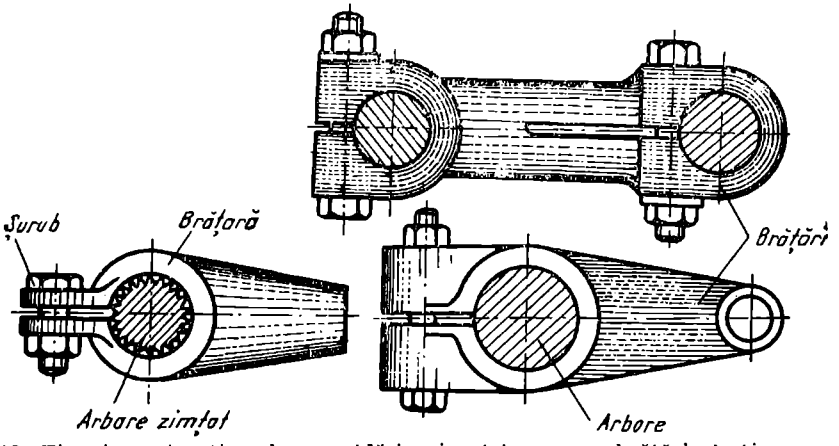



Fig. 5.13. Tipuri constructive de asamblări prin strângere cu brățări elastice.

## 5.8. ASAMBLĂRI PRIN STRÎNGERE ELASTICĂ

Asamblările prin strîngere elastică (numite și *seraje*) se bazează pe strîngerea provocată de deformațiile elastice ale elementelor componente montate prin contact forțat. Asamblarea se poate face la rece, formînd *ajustaje presate*, sau la cald, prin contracție sau dilatație termică, formînd *asamblări fretate*.

Acest tip de asamblare se aplică elementelor a căror montare demontare se face rar, cum sînt : roțile de rulare pe osiile vagoanelor sau ale locomotivelor (fig. 5.14, *a*), roțile dințate pe arborii lor, discurile de cuplare pe arborii respectivi etc.

Butucul cilindric de diametru inițial $d_b$ se numește piesă *cuprinzătoare*, iar arborele de diametru inițial $d_a$, piesă *cuprinsă*. Inițial diametrele pieselor asamblate sînt diferite $d_a > d_b$ (fig. 5.14, *b*). După asamblare $d_a = d_b = d$, realizîndu-se astfel strîngerea $S$ :

$$S = d_a - d_b = \Delta d \qquad [\mu m]. \tag{5.21}$$

**Asamblări presate.** Tehnologia modernă folosește tot mai mult asamblările elastice obținute prin presare cu ajutorul preselor sau prin lovituri de ciocan în cazul pieselor mici.

Presarea se poate face la cald (în cazul pieselor de oțel $t < 600°C$) sau la rece (temperatura obișnuită). Prin ungerea suprafețelor de contact se micșorează forța axială necesară presării și se evită deteriorarea suprafețelor respective.

*Elemente de calcul.* Forța axială $P$ sau momentul de răsucire $M_t$ necesar a fi transmise întîmpină rezistența forțelor de frecare determinate de strîngerea pe suprafața de contact $\pi \cdot d \cdot l$.

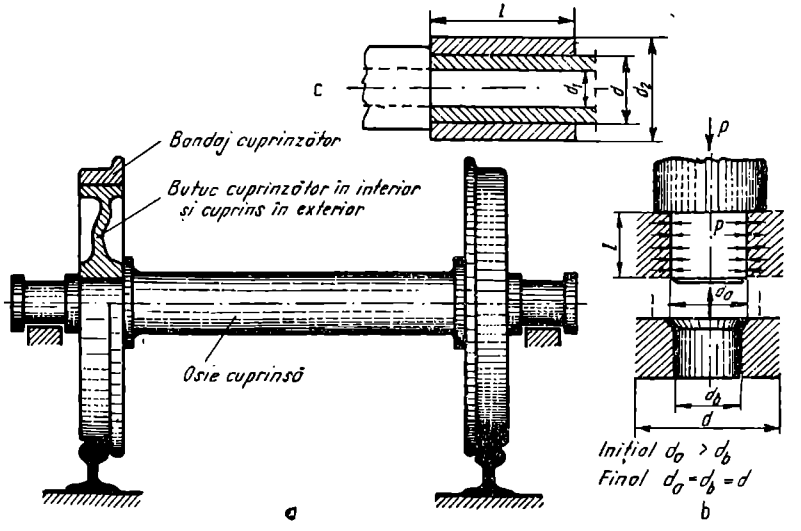



Fig. 5.14. Asamblare prin strîngere :

*a* — asamblarea roților pe osiile de vagon ; b — principalele elemente ale asamblării elastice ; c — asamblarea unui arbore tubular cu o bucșă.

Notîndu-se coeficientul de frecare cu $\mu$, iar presiunea de contact cu $p$, la limită se poate scrie :

$$P \leqslant \mu \cdot \pi d \cdot l \cdot p \cdot \tag{5.22}$$

$$M_t \leqslant \mu \cdot \pi d \cdot l \cdot p \cdot \frac{l}{d} = \frac{L}{d} \pi \mu d^2 \cdot l \cdot p, \tag{5.23}$$

Din aceste expresii se deduce valoarea presiunii specifice pe suprafața de strîngere necesară transmiterii forței axiale $P$, sau a momentului de răsucire $M_t$, și anume :

$$p \geqslant \frac{P}{\mu \cdot \pi \cdot d \cdot l}; \text{ [respectiv } \quad p \geqslant \frac{2M_t}{\mu \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l} \tag{5.24}$$

Strîngerea efectivă $S$ necesară realizării presiunii de contact $p$ între piese metalice cu coeficientul lui *Poisson* $\mu = 0{,}3$ s-a stabilit pe baza *Teoriei elasticității* sub forma :

$$S = 10^3 p d \left( \frac{K_1}{E_1} + \frac{K_2}{E_2} \right). \quad [\mu m]. \tag{5.25}$$

În ipoteza piesei cuprinzătoare și a celei cuprinse din același material, de exemplu din oțel, modulul de elasticitate longitudinal $E_1 = E_2 = E = 2{,}1 \times 10^4$ kgf/mm$^2$, iar relația (5.25) devine :

$$S = 10^3 p d \frac{K_1 + K_2}{E} .[\mu m] \tag{5.26}$$

În tabela 5.2 sînt indicate valorile coeficienților $K_1$ și $K_2$ calculat în funcție de diametrele : $d_1$, $d_2$ și $d$, notate ca în figura 5.14, *c*.

*Tabela 5.2*

**Valorile coeficienților $K_1$ și $K_2$ necesare calculului asamblărilor presate**

| $\frac{d_1}{d}$ sau $\frac{d}{d_2}$ | Valoarea coeficienților | | $\frac{d}{d_1}$ sau $\frac{d_2}{d}$ | Valoarea coeficienților | |
|---|---|---|---|---|---|
| | $k_1$ | $k_2$ | | $k_1$ | $k_2$ |
| 0,0 | 0,70 | — | 0,5 | 1,37 | 1,97 |
| 0,1 | 0,72 | 1,32 | 0,6 | 1,83 | 2,43 |
| 0,2 | 0,78 | 1,38 | 0,7 | 2,62 | 3,22 |
| 0,3 | 0,89 | 1,49 | 0,8 | 4,25 | 4,85 |
| 0,4 | 1,08 | 1,68 | 6,9 | 9,25 | 9,83 |

Pentru calcul se folosesc și datele cuprinse în standardele: STAS 1918-52 1919-68, 2574-51, 2575-51, prin care se indică caracterul ajustajelor cu strîngere și toleranțele respective.

**Exemplu de calcul**

Să se determine strîngerea prin presare necesară asamblării unei bucse de oțel cu diametrul $d_2 = 120$ mm, de lungime $l = 80$ mm, cu un arbore tubular tot din oțel, avînd diametrul exterior $d = 60$ mm, iar cel interior $d_1 = 30$ mm (fig. 5.14, c), pentru a transmite un moment de răsucire $M_t = 135\,000$ kgf·mm.

*Rezolvare*

Presiunea $p$ necesară transmiterii momentului $M$ se determină cu relația (5.24), în care se consideră coeficientul de frecare $\mu \approx 0{,}1$, astfel:

$$p \geqslant \frac{2M_t}{\mu\pi \cdot d^2 \cdot l} = \frac{2 \times 135\,000}{0{,}1 \times 3{,}14 \times 60^2 \times 80} \approx 3 \text{ kgf/mm}^2.$$

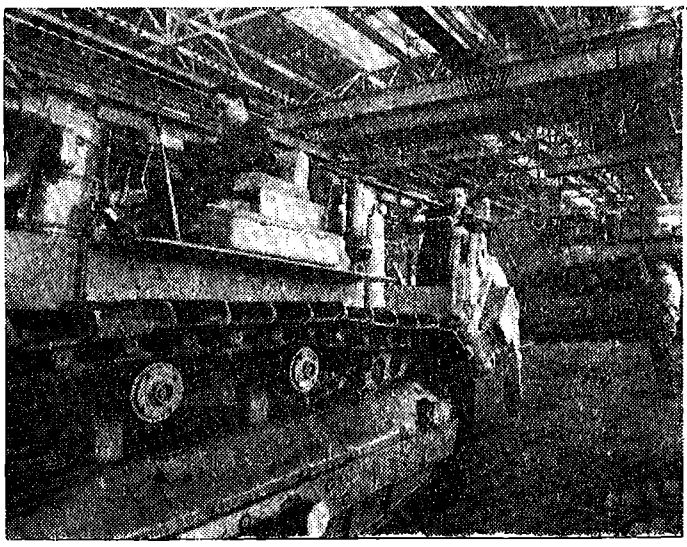
Pentru raportul diametrelor $d_1/d = 0{,}5$, și $d/d_2 = 0{,}5$ în tabela 5.2 corespund coeficienții $K_1 = 1{,}37$, iar $K_2 = 1{,}97$. Știindu-se că $E = 2{,}1 \times 10^4$ kgf/mm$^2$, strîngerea efectivă se determină cu relația (5.26):

$$S = 10^3 p \cdot d \frac{K_1 + K_2}{E} = 10^3 \times 3 \times 60 \frac{1{,}37 + 1{,}97}{2{,}1 \times 10^4} \approx 28 \text{ } \mu\text{m}$$

ceea ce corespunde diferenței diametrelor inițiale determinate cu relația (5.21) adică $S = d_a - d_b = \Delta d = 28$ μm. În funcție de calitatea prelucrării suprafețelor pe desenele de execuție ale fiecărei piese se indică clasele de precizie (STAS 2574, 2575-51) și toleranțele necesare realizării strîngerii rezultate.

CAPITOLUL

6



# ASAMBLĂRI FILETATE

## 6.1. ELEMENTELE DE BAZĂ ALE ASAMBLĂRII CU PIESE FILETATE

Cele mai răspîndite asamblări demontabile sînt cele alcătuite din elemente filetate. Mai mult de jumătate din totalul pieselor folosite în construcția de mașini și aparate sînt filetate. În general, o asamblare filetată cuprinde următoarele părți principale (fig. 6.1) : *șurubul 1* avînd o parte filetată, *piulița 2* cu filet interior pentru cuprinderea părții filetate a șuru-

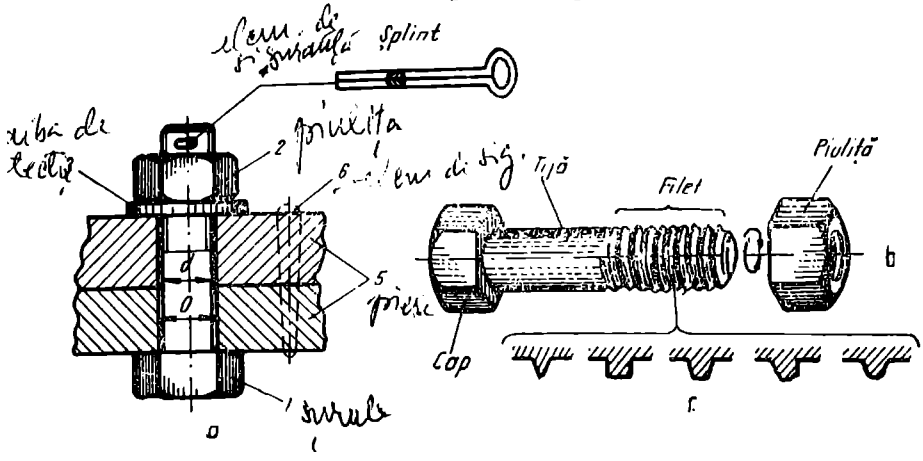



Fig. 6.1. Elemente asamblării cu picse filetate :
*a* — elementele asamblării ; *1* — șurub ; *2* — piuliță ; *3* — șaibă ; *4, 6* — elemente de siguranță ; *5* — elemente asamblate ; *b* — elementele șurubului ; *c* — forma profilului filetului.

bului, *şaiba de protecţie 3*, elementul de *siguranţă 4* împotriva deşurubării, piescle supuse îmbinării *5* şi uneori elementele de siguranţă *6* împotriva deplasării pieselor.

Elementele filetate se folosesc pentru asamblări fixe sau pentru transmiterea forţelor şi a mişcării, putînd fi uşor montate şi demontate fără utilaj special. Prin asamblarea filetată de tip şurub-piuliţă se pot transmite, forţe axiale de strîngere mari ; prin folosirea unor forţe tangenţiale reduse, se poate transmite sau regla mişcarea.

Principalul inconvenient al filetelor îl constituie inevitabila introducere a unor puternici concentratori de tensiune în zona solicitată (v. fig. 6.18).

*Şurubul* cuprins în interiorul piuliţei sau al piesei filetate reprezintă elementul de bază al asamblării. Principalele părţi ale şurubului sînt : *capul* şi *tija* filetată parţial (fig. 6.1, *b*) sau pe toată lungimea sa.

## 6.7. CARACTERISTICILE FILETELOR

*Filetul* constituie partea principală a unei piese filetate. El este o nervură elicoidală pe o suprafaţă cilindrică sau conică, la exterior, în cazul şurubului, şi la interior, în cazul piuliţei. Uneori filetul poate avea forma unei spirale pe o suprafaţă plană.

*Elementele filetului.* În funcţie de lungimea zonei filetate, filetul se înfăşoară de un număr de ori pe suprafaţa respectivă. În cele ce urmează se fac referiri numai la filetele executate pe suprafeţe cilindrice ca cele mai folosite.

*Spira filetului* este reprezentată printr-o singură înfăşurare a elicei pe suprafaţa respectivă, în timp ce filetul este format din totalitatea spirelor. Principala caracteristică a spirei o constituie forma sa geometrică într-un plan perpendicular pe axa longitudinală a filetului (fig. 6.1, *c*). Această formă se numeşte profil şi poate fi : *triunghiular* — la filetele metrice (STAS 6371-61) şi la filetele în inci (ţoli) (STAS 611-49) ; *pătrat* (STAS 3126-52) ; *trapezoidal* (STAS 2114-63) ; *ferăstrău* (STAS 2234-51) şi *rotund* (STAS 668-69). Pentru asigurarea înşurubării, profilul trebuie să fie uniform pe întreaga lungime a filetului.

Elementele geometrice corespunzătoare fiecărui profil de filet sînt standardizate. De exemplu, elementele geometrice principale ale filetului metric normal sînt indicate pe figura 6.2, atît pentru şurub cît şi pentru piuliţă.

Se disting diametrul normal $d$ al şurubului sau diametrul de strunjire, diametrul interior $d_1$ (de la fundul filetului) şi diametrul mediu $d_2$.

*Pasul filetului* $p$ este distanţa măsurată pe o paralelă la axa şurubului între două puncte consecutive ale aceleiaşi elice (fig. 6.2 şi 6.3).

Desfăşurîndu-se elicea cilindrică corespunzătoare diametrului mediu $d_2$ se obţine *unghiul de înclinare al spirei* $\beta_m$(fig. 6.3).

Filetul poate fi construit cu $t=1—2—4—6$ începuturi, care reprezintă înfăşurarea paralelă a $t$ spire. Mărimea pasului filetului depinde de diametrul cilindrului de înfăşurare $d_2$, de unghiul de înclinare al spirei $m$ şi de numărul pasurilor aparente $p_a$ (fig. 6.3), care este acelaşi cu numărul de începuturi $t$ :

$$p = t \cdot p_a = \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_m.$$

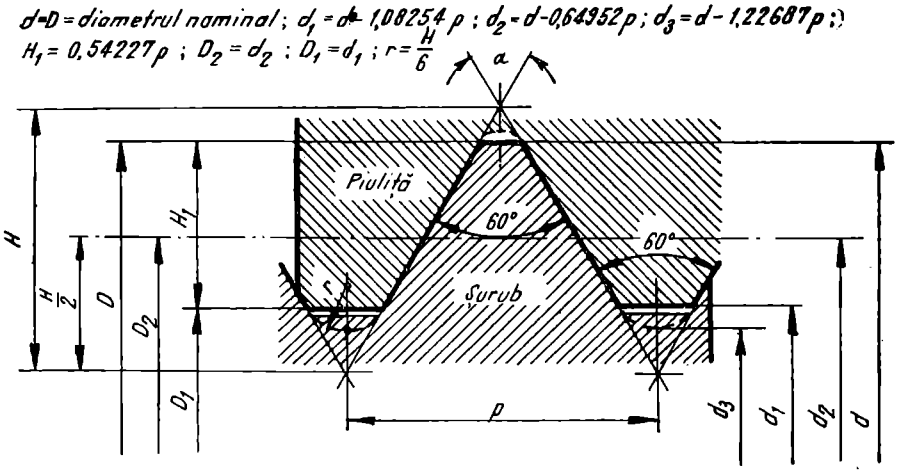



Fig. 6.2. Elementele geometrice de bază ale filetului metric — după STAS 6371-61

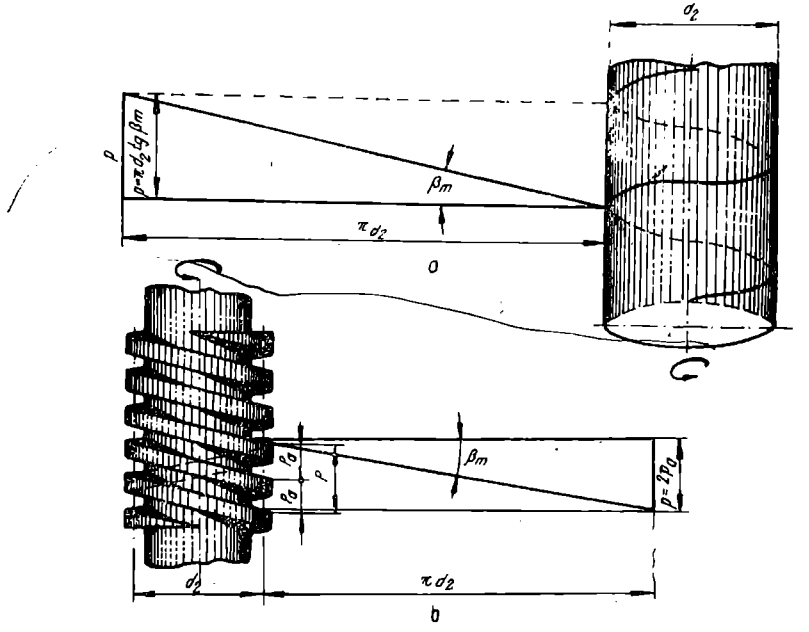



Fig. 6.3. Elicea cilindrică a filetului desfășurat :
*a* — filet simplu ; *b* — filet cu două începuturi (două elice paralele).

La filetul cu o singură spiră corespunde $p_a = p$, deci:

$$p = \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_m. \tag{6.1}$$

*Unghiul* $\beta$ *de înclinare al spirei filetului* variază în funcție de diametrul adoptat $\pi d_2 \operatorname{tg} \beta_m = p$, deci:

$$\boxed{\operatorname{tg} \beta_m = \frac{p}{\pi d_2}.} \tag{6.2}$$

Unghiul $\beta$ poate fi exterior ($\beta_e$), mediu ($\beta_m$) sau interior ($\beta_i$). De regulă, în calcule se consideră $\beta_m$. Cînd se construiesc piese filetate cu $i$ începuturi, se consideră pasul real al șurubului definit mai sus $p = ip_s$.

Unghiul $\alpha/2$ al profilului este format de flancul spirei și o perpendiculară pe axa de rotație. Acest unghi se confundă cu semiunghiul filetului spirelor cu profil simetric.

Înălțimea filetului metric normal al șurubului $h$ și al piuliței $H$ este distanța dintre vîrful și fundul filetului $H = 0{,}86603\ p$ (fig. 6.2).

Înălțimea utilă sau de lucru a filetului metric normal notată $H_1$ reprezintă înălțimea zonei de contract și are mărimea:

$$H_1 = \frac{d - d_1}{2} = \frac{D - D_1}{2} = 0{,}54127\ p.$$

Asamblările pot fi:

— cu diferite tipuri de șuruburi și piulițe;

— cu șuruburi fără piulițe;

— cu șuruburi prezon și piulițe;

— direct prin piese filetate (fără șuruburi și fără piulițe).

În standarde se dau toate indicațiile privind profilul filetului, și elementele sale geometrice.

*Toleranțele filetelor* (STAS 5590-62) se stabilesc astfel încît să asigure interschimbabilitatea șuruburilor și a piulițelor și să mențină rezistența în limite admisibile. Adoptîndu-se diferențiat toleranțele diametrului mediu $d_2$ ($D_2$) se stabilesc trei clase de precizie diferite. În general, toleranțele trebuie să corespundă ajustajului alunecător.

Unitatea de toleranță (U.T.) în microni, pentru asamblările filetate, este stabilită în funcție de pasul $p$ în mm astfel:

$$1\ \text{UT} = 67\sqrt{p}\ [\mu\text{m}].$$

Sistemul de toleranță este standardizat pentru fiecare profil al filetului. Toleranțele filetului metric normal sînt indicate în STAS 5590-62.

Calitatea suprafeței filetului se execută conform recomandărilor STAS 2700-69.

Alte criterii de clasificare ale filetelor sînt indicate în tabela 6.1.

**Principalele tipuri de filete, şnuruburi, piuliţe, şaibe şi asamblări filetate**

| Criteriul clasificării | | Denumirea | Exemple | |
|---|---|---|---|---|
| | | | de notare | nr. STAS |
| 1 | | 2 | 3 | 4 |
| Filete | poziţia filetului pe piesă | filet interior | | |
| | | filet exterior | | |
| | forma piesei filetate | filet cilindric | *M* 12 | diferite |
| | | filet conic | *KM 12* | 6423-65 |
| | | filet plan | | |
| | sensul înfăşurării | filet dreapta | *M* 24 | |
| | | filet stînga | *M* 24 stînga | |
| | numărul de începuturi | filet simplu | *M* 16 | |
| | | filet multiplu | M 16 (2 începuturi) | |
| | sistemul de măsurare | filet metric | *M* 20 | 510-61 |
| | | filet în inci (ţoli) (Whitworth) | W 1 in | 611-49 |
| | mărimea pasului | filet normal | *M* 10 | 510-61 |
| | | filet fin (pentru reglare, sau etanşare) | *M* 10 × 1,5 | 5449-62 |
| | forma geometrică a profilului | filet triunghiular | *M* 36 | 6371-61 |
| | | filet pătrat | *Pl* 36 × 6 | 3126-52 |
| | | filet trapezoidal | *Tr* 36 × 3 | 2114-66 |
| | | filet ferăstrău | *S* 36 × 6 | 1090-66 |
| | | filet rotund (Edison) | *E* 36 | 668-49 |
| Şuruburi | rolul funcţional | şuruburi de fixare | | |
| | | şuruburi de etanşare | | |
| | | şuruburi de mişcare | | |
| | | şuruburi de reglare | | |
| | | şuruburi de măsurare | | |
| | forma constructivă (v. fig. 6.4 şi 6.8) | şurub prizonier | | 3953-67 |
| | | dopuri filetate | | 5304-63 |
| | | ştifturi filetate | | 4771-65 |
| | | şuruburi cu cap hexagonal, pătrat etc. | | diferite |
| Piuliţe | forma constructivă (v. fig. 6.5 şi 6.8) | piuliţă hexagonală | *AM* 24 × 25 | 3269-66 |
| | | piuliţă crenelată | *M* 16 × 1,5 ms | 4073-64 |
| | | piuliţă fluture | | 3923-53 |
| | | piuliţă cu caneluri | | 5012-55 |
| | | piuliţă striată | | 5436-56 |

*Tabela 6.1* (continuare)

| Criteriul clasificării | | Denumirea | Exemple | |
|---|---|---|---|---|
| | | | de notare | nr. STAS |
| 1 | | 2 | 3 | 4 |
| Șaibe | protecția zonei de strîngere | șaibe de protecție | | 1388-66 |
| | | șaibe pentru profil *I* și *U* | | 2242-57 |
| | siguranță împotriva desurubării | șaibe elastice dințate | | |
| | | șaibe elastice bombate | | |
| | | șaibe elastice *Grower* | *GN* 12/*ArcGA* | 7664-66 |
| Asamblare | forma constructivă a pieselor filetate | cu șuruburi fără piulițe | | |
| | | prin șuruburi și piulițe | | |
| | | prin șuruburi prizon și piulițe | | |
| | | prin piese filetate fără șuruburi și piulițe | | |

## 6.3. ȘURUBURI ȘI PIULIȚE

*Șuruburile* sînt cele mai importante și mai utilizate elemente ale asamblărilor cu piese filetate.

După scopul în care sînt folosite, șuruburile pot fi grupate în :
— șuruburi destinate *fixării* (asamblării) ;
— șuruburi pentru asigurarea *etanșării* asamblărilor ;
— șuruburi *de transmitere a mișcării* ;
— șuruburi de *reglare* ;
— șuruburi pentru *măsurare*.

Forma constructivă, în special forma capului, impune numeroase denumiri șuruburilor. Cîteva forme constructive de șuruburi sînt ilustrate în figura 6.4. De exemplu, prima poziție din figură reprezintă un șurub cu cap cilindric hexagonal în interior.

*Piulițele* și *șaibele* se definesc în special după forma constructivă. Cîteva denumiri sînt indicate în tabela 6.1. Figura 6.5 reprezintă forme constructive de piulițe și șaibe dintre cele mai folosite.

După sistemul de măsurare a unității de lungime a dimensiunilor, filetului se deosebesc : filete *metrice* (măsurate în mm) și filete *Whitworth* măsurate în inci (țoli) (STAS 611-49). În STAS 1255-50 este dată conversiunea inci-milimetri.

După mărimea pasului corespunzătoare unui anumit diametru se deosebesc : *filet mertic normal* $p_n$ (STAS 510-61 ; 1270-56 ; 3642-61 ; 6564-67) și *filet metric fin* $p_f$ (STAS 5442-60) al cărui pas și a cărui înălțime sînt mai mici decît la filetul metric normal ($p_n/p_f = k = 1{,}5$ ; 2 ; 3 ; 4).

După precizia prelucrării se deosebesc : șuruburi *uzuale* avînd diferite forme constructive și o precizie de prelucrare redusă (grosolană sau brută) ; șuruburi *semiprecise* cu filet metric normal și prelucrare îngrijită ; șuruburi

Pagină lipsă

Pagină lipsă

*precise* executate într-o clasă de precizie superioară și cu diverse forme constructive (fig. 6.4). De exemplu, în figura 6.6,*a* este reprezentat și un astfel de șurub cu guler, avînd capul hexagonal și filet pînă sub cap. În standardul STAS 4845-64 sînt prezentate 21 tipodimensiuni de șuruburi în limitele $d$=1,6—48 mm.

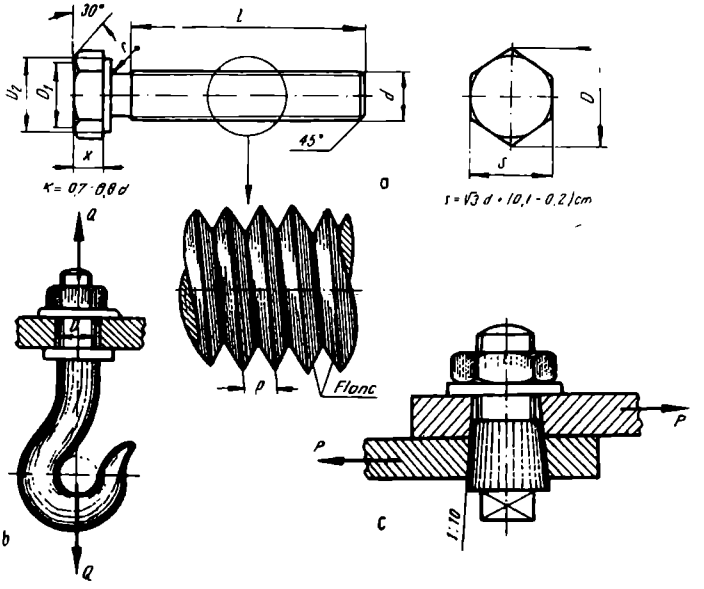



Fig. 6.6. Forme constructive de șuruburi și asamblări cu șuruburi:
*a* — șurub standardizat (STAS 4845-64) cu filet metric (STAS 6564-67);
*b* — asamblare cu filet solicitată axial și montată în găuri cu joc;
*c* — asamblare cu filet solicitată transversal și montată în găuri fără joc.

Între diametrul tijei șurubului $d$ și al găurii pieselor montate $D$ se lasă un mic joc de 0,2—6 mm (STAS 3336-64) (fig. 6.6, *b*), după cum asamblarea face parte din seria fină, mijlocie, sau grosolană.

Cînd se montează în găuri fără joc, șuruburile ocupă complet spațiul găurii întrucît se execută cu precizie sau cu o înclinare a generatoarei de $\frac{1}{10}\ldots\frac{1}{20}$ (fig. 6.6, *c*); de aceea sînt solicitate la forfecare.

## 6.4. MATERIALE

Principalele materiale folosite în mod obișnuit în construcția șuruburilor, piuliților și accesoriilor sînt indicate în standardele respective.

Șuruburile brute se execută din OL 37. Cele prelucrate avînd capul hexagonal, pătrat sau rotund se execută din OL 50, OLC 35 sau OLC 45. Șuruburile puternic solicitate și cele supuse la eforturi variabile se pot exe-

cuta din oțeluri de îmbunătățire și din oțeluri speciale. Unele șuruburi, ca cele de tîmplărie, se execută, din lemn, altele din materiale plastice, aliaje neferoase (alamă) etc.

Piuliţele se execută în primul rînd din oțel special pentru piulițe denumit *oțel fosforos laminat la cald* (OLF STAS 2400-67), ca și din oțel carbon obișnuit: OL 37, OL 50, OL 60, sau oțel carbon de calitate — OLC 45. De observat că șuruburile din oțelurile aliate sînt mai sensibile la oboseală și la concentrarea eforturilor unitare decît cele din oțel carbon obișnuit sau decît cele din oțeluri carbon de calitate tratate termic.

## 6.5. ELEMENTE DE CALCUL

### 6.5.1. CONDIȚIA DE AUTOFRINARE

Spira desfășurată (fig. 6.3) prezintă aspectul unui plan înclinat, deci al unei pene înclinate. Deplasarea piuliței în lungul axei de rotație poate fi asimilată cu deplasarea unei greutăți pe planul înclinat.

Condiția de echilibru se poate exprima construindu-se poligonul forțelor pe baza figurii 6.7. Forța de exploatare $P$ se compune cu forța orizontală de înșurubare (de acționare a piuliței ) $H_f$. Astfel se obține rezultanta $R$, a cărei direcție formează unghiul de frecare $\varphi$ cu direcția normală $NN$ la suprafața de contact dintre spire :

$$\overline{R}=\overline{P}+\overline{H}_f. \tag{6.3}$$

Dacă se face abstracție de frecarea dintre spirele asamblării șurub-piuliță direcția $CA$ a forței rezultante $\overline{R}$ se suprapune direcției normale $NN$.

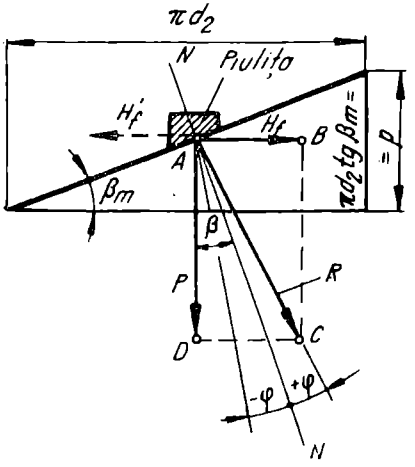



Fig. 6.7. Schema forțelor în filetul șurub-piuliță.

Ținîndu-se seama de egalitatea unghiurilor alterne interne ($\widehat{BCA}=\widehat{CAD}$), condiția de echilibru are expresia :

$$R=P+H_f=P+P\,\mathrm{tg}\,\beta=P\,(1+\mathrm{tg}\,\beta). \tag{6.4}$$

Luînd în considerație efectul frecării, în perioada înșurubării, direcția forței rezultante $R$ formează unghiul de frecare $(+\varphi)$ cu direcția normalei $NN$, respectiv $(-\varphi)$ în perioada deșurubării. Astfel, forța $H_f$ de acționare a piuliței $H_f>H$ pentru a învinge și rezistența frecării este :

$$H_f=P\ \mathrm{tg}\,(\beta+\varphi),\ \text{la înșurubare};\tag{6.5}$$

$$H'_f=P\ \mathrm{tg}\,(\beta-\varphi),\ \text{la înșurubare},\tag{6.6}$$

iar condiția generală de echilibru în timpul acționării piuliței considerîndu-se frecarea devine :

$$R=P+P\ \mathrm{tg}(\beta\pm\varphi)=P\,[1+\mathrm{tg}(\beta\pm\varphi)]. \tag{6.7}$$

*Autofrînarea* este asigurată prin rezistența de frecare dintre spirele piuliței și șurubului, cît timp se respectă condiția :

$$H_f-H'_f>0\ ;\ \text{deci}\ H_f>H'_f, \tag{6.8}$$

adică pentru respectarea inegalității (6.8) trebuie îndeplinită condiția :

$$H'_f<0\ ;\ \text{deci}\ P\ \mathrm{tg}(\beta-\varphi)<0; \tag{6.9}$$

Unghiurile $\beta$ și $\varphi$ fiind mici se pot aproxima cu tangentele corespunzătoare. Cum forța de solicitare $P$ are o valoare reală, constantă, condiția (6.9) se reduce la (6.10)

$$\beta-\varphi<0,$$

$$\boxed{\beta<\varphi} \tag{6.10}$$

În cazul filetului metric normal $\beta=2°30'$, cu piesele filetate din oțel, rezultă $\varphi\approx7°$. Deci :

$$\beta=2°30'<\varphi=7°.$$

Rezultă că șuruburile cu filet metric normal pot fi utilizate pentru strîngere, prezentînd siguranță împotriva autodeșurubării. De exemplu, în cazul șuruburilor de mișcare folosite în construcția cricurilor (v. fig. 6.15) trebuie asigurată autofrînarea, pentru ca greutatea ridicată să rămînă în orice poziție a încetării înșurubării sau deșurubării. În alte cazuri ale șuruburilor de mișcare, această condiție trebuie evitată, deci $\beta>\varphi$ ceea ce produce *autodeșurubarea*. Astfel de elemente filetate se folosesc în special la asamblările mobile pentru asigurarea mișcării relative dintre șurub și piuliță. Filetul va avea profil dreptunghiular, trapezoidal, rotund sau dinte de ferăstrău.

### 6.5.2. MĂSURI SUPLIMENTARE ÎMPOTRIVA AUTODEȘURUBĂRII

În cazurile asamblărilor cu șuruburi de fixare, autodeșurubarea este ușurată de condițiile funcționării în regim, de șocuri și vibrații etc. Cînd eventuala autodeșurubare ar produce distrugerea asamblării sau scoaterea din funcționare a mecanismului, se iau măsuri constructive suplimentare împotriva deșurubării.

În prezent se folosește o gamă variată de elemente constructive și sisteme de siguranță care pot fi grupate în următoarele trei categorii (fig. 6.8) :

— mijloace de asigurare a piuliței împotriva deșurubării ;
— mijloace de asigurare a șurubului împotriva deșurubării ;
— mijloace de asigurare a șurubului și a piuliței împotriva deșurubării.

În figura 6.9 sînt reprezentate diferite forme constructive de chei, folosite la operația de montaj pentru înșurubarea-deșurubarea șuruburilor sau piulițelor.

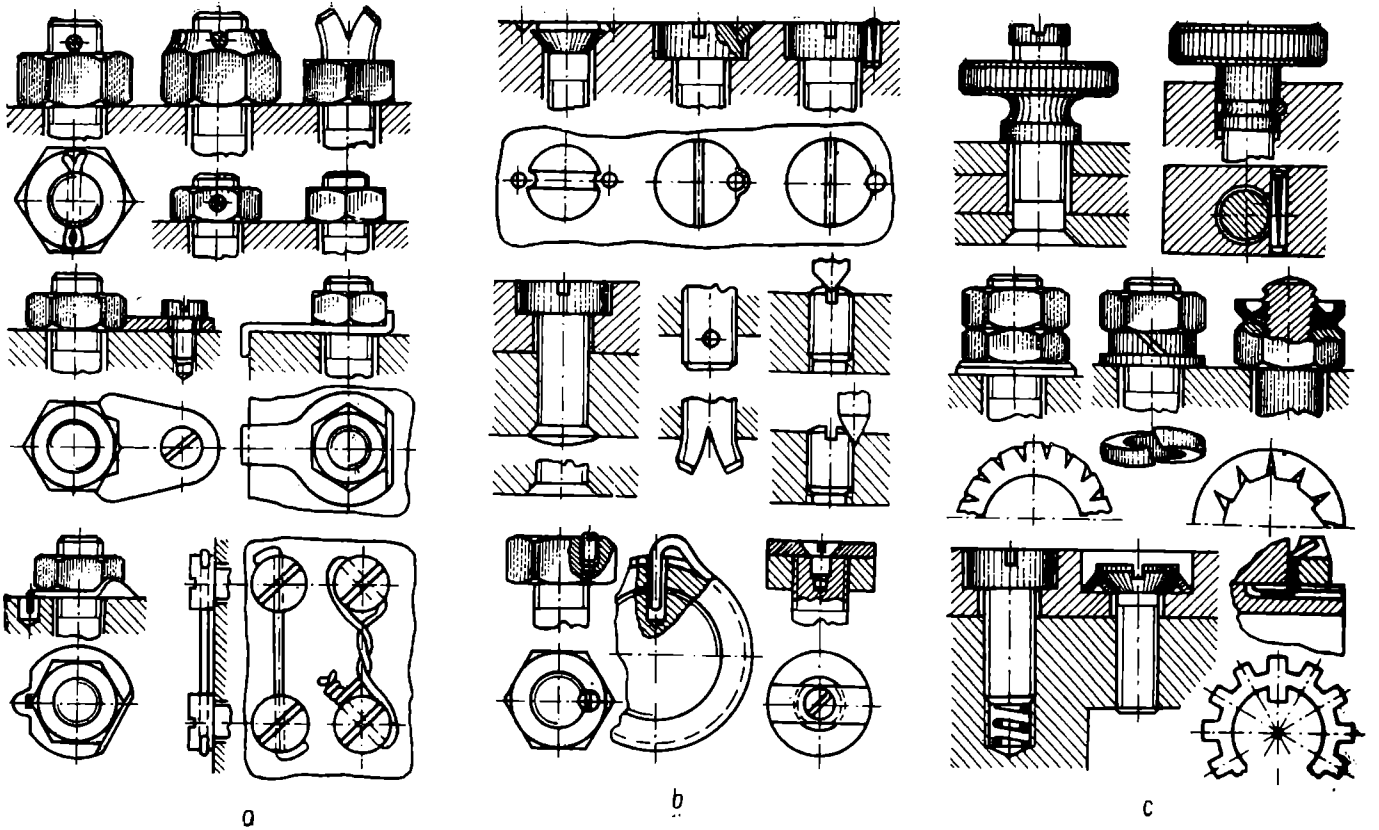



Fig. 6.8. Sisteme și elemente de asigurare împotriva deșurubării :
*a* — asigurarea piuliței ; *b* — asigurarea șurubului ; *c* — asigurarea șurubului și a piuliței.

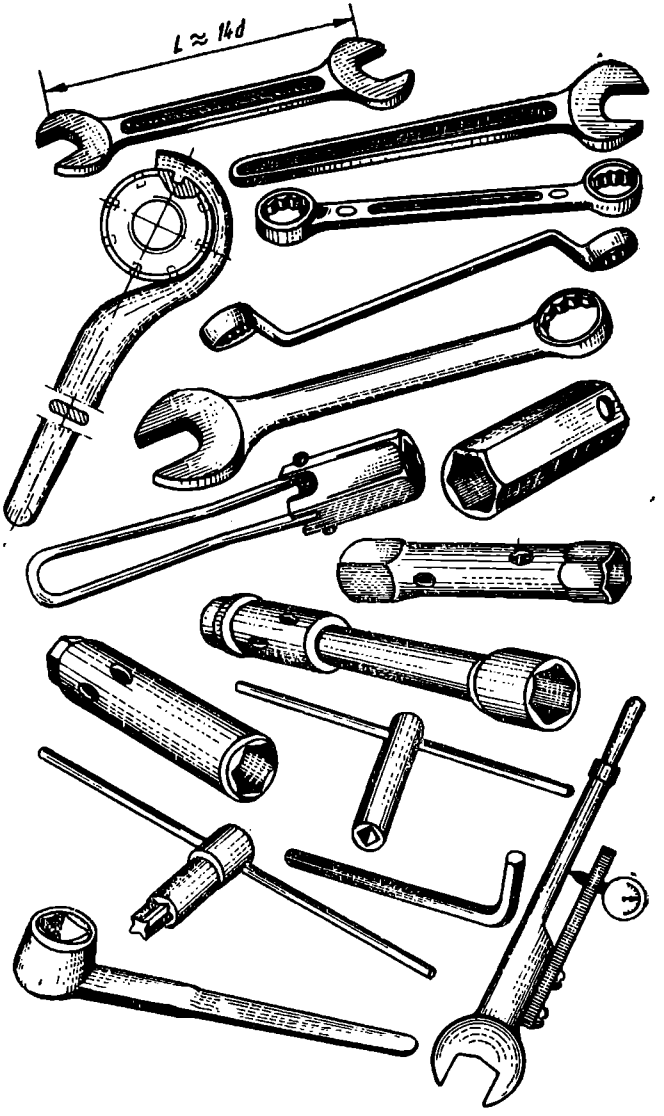



Fig. 6.9. Diferite forme constructive de chei folosite în montarea și demontarea elementelor filetate.

### 6.5.3. RANDAMENTUL ASAMBLĂRII ŞURUB-PIULIŢĂ

Randamentul $\eta$ poate fi exprimat prin raportul forţei $H$ necesară înşurubării considerîndu-se frecarea inexistentă $H=P$ tg $\beta$ şi forţa reală $H_f$ necesară înşurubării $H_f=P$ tg $(\beta+\varphi)$, adică :

$$\eta=\frac{H}{Hf}=\frac{P\ \text{tg}\ \beta}{P\text{tg}(\beta+\varphi)}=\frac{\text{tg}\ \beta}{\text{tg}\ (\beta+\varphi)},$$

deci :

$$\boxed{\eta=\frac{\text{tg}\ \beta}{\text{tg}(\beta+\varphi)}} \qquad (6.11)$$

Randamentul fiind proporţional cu tangenta înclinării spirei, prin unghiul $\beta$ în raport cu generatoarea, rezultă că şuruburile de mişcare cu mai multe începuturi au randamentul mai mare decît cele de fixare la care $\beta<5°$. În cazul şuruburilor cu 3—4 începuturi randamentul creşte pînă la 0,75, iar valoarea maximă $\eta=0{,}85$ se obţine numai pentru 6—8 începuturi cînd $\beta\approx42°$ (construcţie costisitoare), iar flancurile filetului sînt rectificate.

## 6.6. DIMENSIONAREA ŞURUBURILOR

### 6.6.1. ŞURUBURI SOLICITATE LA FORŢE AXIALE CENTRICE

**Momentul de înşurubare (deşurubare).** Determinarea mărimii momentului necesar înşurubării este mai uşoară dacă se ia în consideraţie un filet cu profil pătrat (fig. 6.10, *a*, *b*). În acest scop se desfăşoară filetul după diametrul mediu $d_2$ încît spira ia forma planului înclinat (fig. 6.7), iar piuliţa sub acţiunea forţei $P$ este înlocuită cu un corp alunecător pe acest plan.

Pentru înşurubare (deci pentru ridicarea greutăţii pe planul înclinat) este necesar un moment de răsucire al şurubului $M_t$ care are două componente :

$$M_t=M_{t1}+M_{t2}, \qquad (6.12)$$

În care : $M_{t1}$ este momentul necesar învingerii frecării dintre spire ;
$M_{t2}$ — momentul necesar învingerii frecării dintre suprafaţa de contact a piuliţei sau a capului şurubului cu piesa (fig. 6.10, *c*).

Momentul $M$ poate fi învins printr-o forţă orizontală $H_f$ aplicată la distanţa $r_2=\frac{d_2}{2}$ (fig. 6.10, *a*), deci :

$$M_{t1}=H_f r_2=P\ \text{tg}\ (\beta+\varphi)\ r_2, \qquad (6.13)$$

iar $M_{t2}$ este dat de forța de frecare $F=\mu P$ care poate fi considerată aplicată la distanța $R_m$ (fig. 6.10, *c*) :

$$M_{t2}=\mu P R_m. \tag{6.14}$$

Deci, momentul de înșurubare $M_t$ se exprimă cu relația :

$$M_t=P\,[\mathrm{tg}(\beta_m+\varphi)\,r_2+\mu R_m)]. \tag{6.15}$$

În cazul șuruburilor standardizate, cu filet metric normal se pot adopta următoarele mărimi : $\beta\approx 2°30'$ ; $d_2=2r_2\approx 0{,}9\ d$ ; $D_m=2R_m$ ; $R_m=1{,}4d$ ; pentru oțel $\mu=0{,}15\ldots 0{,}1$. În aceste condiții valoarea momentului $M_t$ devine :

$$\boxed{M_t\approx 0{,}2\ Pd} \quad [\mathrm{kgf\cdot cm}]. \tag{6.16}$$

Dacă strîngerea se face cu o forță manuală $Q$, utilizînd o cheie standardizată avînd brațul $L=14\ d$ fig. (6.9), se obține următorul raport între forța de acționare $Q$ și forța axială de solicitare $P$ care poate fi învinsă :

$$\boxed{P=(70\ldots 100)Q} \tag{6.17}$$

Astfel, cu o forță manuală $Q$ aplicată unei chei normale poate fi învinsă, fără dificultăți, o forță axială de 100 de ori mai mare. Exemplu $Q=15$ kgf ; $P\approx 1\,000\ldots 1\,500$ kgf.

La dimensionarea șuruburilor astfel solicitate se ia în considerație solicitarea la întindere-compresiune de către forța $P$ și la torsiune de către momentul $M_{t1}$, deoarece $M_{t2}$ se consumă prin frecarea menționată fără a solicita tija. În acest scop se pornește de la relația :

$$\sigma_{red}=\sqrt{\sigma^2+3\tau_t^2} \tag{5.18}$$

Considerîndu-se șurubul și piulița din oțel $\tau\approx 0{,}5\sigma_t$ atunci $\sigma_{red}$ devine :

$$\sigma_{red}=\sqrt{\sigma_t^2+3\cdot 0{,}5^2\sigma_t^2}=1{,}32\sigma_t, \tag{6.19}$$

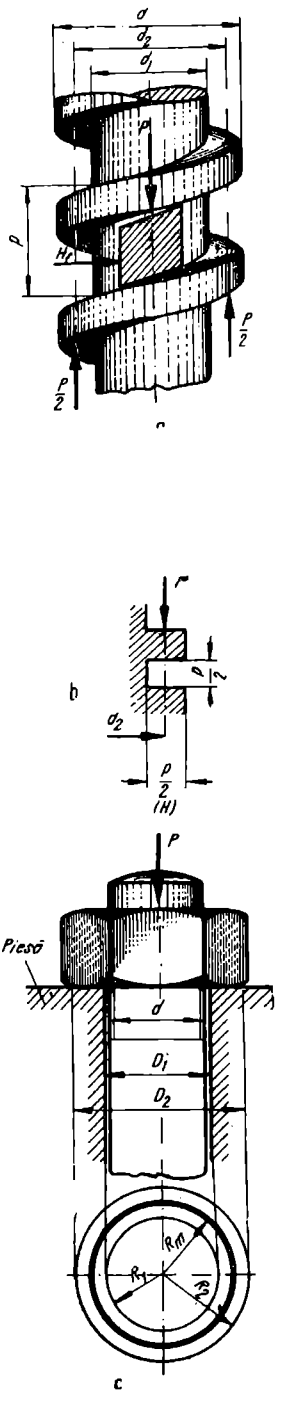



Fig. 6.10. Forțele dintre filetul șurubului și al piuliței care apar în perioada înșurubării-deșurubării sub influența forței de exploatare.

ca și cînd șurubul nu ar fi solicitat de forța $P$, ci de o forță axială mai mare numită *forță de calcul* $P_c=1{,}32\ P$.

Secțiunea periculoasă corespunde diametrului $d_1$ de la fundul filetului $A=\pi/4.d_1^2$, care trebuie să reziste cînd este solicitată de forța $P_c=1{,}32P=A\sigma_{at}=\pi/4\cdot d_1^2\sigma_{at}$, deci:

$$d_1=\sqrt{\frac{4\cdot 1{,}32\ P}{\pi\sigma_{at}}}\ \text{[cm]} \qquad (6.20)$$

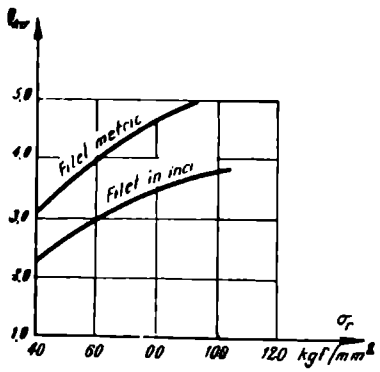



Fig. 6.11. Diagrama variației coeficientului de concentrare al forturilor unitare la rădăcina filetului în funcție de rezistența materialului piesei filetate.

**Rezistența admisibilă** la tracțiune $\sigma_{at}$ sau la compresiune $\sigma_{ac}$, se determină pornind de la rezistența la curgere $\sigma_c$, ținîndu-se seama de coeficientul de concentrare a eforturilor unitare $\beta_{k\sigma}$ cu valorile indicate în figura 6.11 și de coeficientul de siguranță $C=1{,}4\ldots2$ astfel

$$\sigma_a=\frac{\sigma_c}{C\beta_{K\sigma}}\ \text{kgf/cm}^2 \qquad (6.21)$$

**Exemplu de calcul**

Să se dimensioneze un șurub cu filet pătrat, care este înșurubat sub sarcina $P=1$ tf și se construiește din OL 70. Din anexa 1 rezultă: $\sigma_r=7\,000$ kgf/cm²; $\sigma_c=3\,500$ kgf/cm², iar din figura 6.11 se deduce $\beta_{k\sigma}\approx4{,}0$.

*Rezolvare*

$$\sigma_a=\frac{\sigma_c}{C\beta_{k\sigma}}=\frac{3\,500}{1{,}4\cdot4{,}0}\approx620\ \text{kgf/cm}^2;$$

$$d_1=\sqrt{\frac{4\cdot1{,}32\ P}{\pi\sigma_a}}=\sqrt{\frac{4\cdot1{,}32\cdot1\,000}{3{,}14\cdot620}}\approx2{,}7\ \text{cm}.$$

La acest diametru, în standard (STAS 3126-52) corespunde șurubul cu următoarele caracteristici ale filetului: $d_1=24$ mm; $d=30$ mm; $d_2=27$ mm și $p=6$ mm notat:

$$Pt\ 30\times6.$$

*Verificarea rezistenței filetului.* În paragraful precedent s-a efectuat calculul de dimensionare a tijei șurubului. Filetul este solicitat la forfecare, la încovoiere și la presiunea de contact între spire.

*Verificarea la frecare.* Acest calcul se aplică în special pentru șuruburile noi cu execuție precisă. Pentru ca spirele să nu se reteze (foarfece) de la rădăcină trebuie asigurată condiția $\tau_f<\tau_{af}\approx(0{,}2\ldots0{,}4)\sigma_c$. Această condiție se respectă prin determinarea înălțimii părții filetate a piuliței $h$. În cazul

filetului metric — cu profil triunghiular — forfecarea se produce pe secțiunea $A_f=\pi Dh$.

Deci :

$$\tau_f=\frac{P}{\pi Dhk_1}\leqslant\tau_{af}. \tag{6.22}$$

$D$ este diametrul de la fundul filetului piuliței (v. fig. 6.2) ;
$k_1$ — coeficient de corecție a suprafeței ($k_1=0{,}75$ la profilul triunghiular, 0,65 la profilul trapezoidal și 0,5 la profilul pătrat). Pentru simplificare, în relația (6.22) s-a presupus repartiția uniformă a eforturilor pe toate spirele piuliței.

Din calcule rezultă următoarea corespondență între înălțimea piuliței $h$ și diametrul tijei $d$ :

$$h_f=(0{,}3\ldots0{,}4)d. \tag{6.23}$$

Cînd se folosesc piulițe de dimensiuni standardizate, acest calcul nu mai este necesar, întrucît la stabilirea dimensiunilor standardizate s-a considerat $h=0{,}8\ d$, ceea ce este suficient de acoperitor împotriva forfecării filetului piulițelor.

*Verificarea la încovoiere.* Întrucît forfecarea are loc numai cînd între filete nu există joc, caz posibil doar la filetele de precizie strînse prima dată este necesară verificarea la încovoiere.

Forța $P$ este transmisă prin spire cu solicitarea filetului la încovoiere. Din calculele de rezistență ale filetului cu profil triunghiular, rezultă că solicitarea de încovoiere este mai periculoasă decît cea de forfecare. Adoptîndu-se raportul $h\approx0{,}8\ d$ se obțin piese a căror înălțime a zonei filetate asigură capacitatea de rezistență a spirei supusă la încovoiere și la forfecare.

*Verificarea la presiunea de contact.* Strivirea suprafețelor de contact pe flancurile active ale filetului devine periculoasă în special la piesele cu înșurubări-deșurubări repetate, deci în cazul șuruburilor de mișcare.

Condiția asigurării rezistenței împotriva încovoierii și a strivirii conduce la următoarele rezultate privind înălțimea zonei filetate pentru siguranță împotriva strivirii :

$h=zp$ ; $z=(10\ldots15)$ spire.

În funcție de materialul piesei în care se înșurubează, rezultă lungimea $h$ a părții filetate :

$h\approx0{,}8\ d$ — pentru șurub și piuliță din oțel ;
$h\approx1{,}4\ d$ — cînd una din piese este din fontă ;
$h\approx2{,}0\ d$ — cînd una din piese este din duraluminiu.

**Șuruburi de fixare solicitate la întindere sau la compresiune.** Din această categorie fac parte și șuruburile de tracțiune, cele cu ochi (fig. 6.12, *a*) sau cu cîrlig (fig. 6.6) folosite pentru ridicarea greutăților cu macaraua, manșoanele de tensiune etc.

Presupunîndu-se sarcina axială $Q$ constantă, secțiunea de rupere corespunde diametrului $d_1$, deci $Q=A\sigma_{at}=\pi/4\cdot d_1^2\sigma_{at}$, de unde rezultă diametrul minim al tijei filetate :

$$d_1=\sqrt{\frac{4Q}{\pi\sigma_{at}}}. \tag{6.25}$$

Diametrul $d_1$ rezultă în mm dacă se ia $\sigma_{at}$ în kgf/mm².

Înălțimea părții filetate $h$ indicată pe figura 52, *a* — pentru carcasa din fontă, se obține:

$$h=(1,\ 4,\ \ldots,\ 2)d \tag{6.26}$$

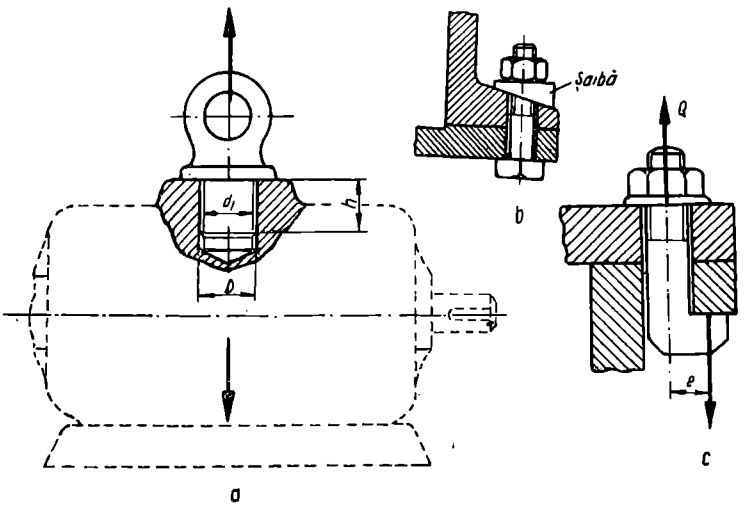



Fig. 6.12. Șuruburi de asamblare:
*a* — șurub cu ochi solicitat la tracțiune, folosit pentru ridicarea greutăților; *b* — asamblarea pieselor cu fețe neparalele; *c* — asamblarea cu șurub cu cap pătrat excentric, solicitat la tracțiune și la încovoiere.

**Exemplu de calcul**

Să se dimensioneze un inel de ridicare, ca cel din figura 6.12,a necesar ridicării unei mașini electrice cu greutatea $G=1$ tf.

*Rezolvare*

În standardul menționat este indicat materialul OL 37 (v. Anexa 1). Din anexa 1 rezultă, pentru OL 37, $\sigma_c=21$ kg/mm². Urmărindu-se diagrama din figura 6.11 se deduce $\beta_K\sigma=3$, necesar determinării rezistenței admisibile $\sigma_{at}$:

$$\sigma_{at}=\frac{\sigma_c}{C\beta_K\sigma}=\frac{21}{2\times 3}=3{,}5\ \text{kgf/mm}^2.$$

Aplicîndu-se relația (6.25) se obține diametrul $d_1$:

$$d_1=\sqrt{\frac{4Q}{\pi\sigma_{at}}}=\sqrt{\frac{4\cdot 1\,000}{3{,}14\cdot 3{,}5}}=\sqrt{364}\approx 19\ \text{mm},$$

ceea ce corespunde unui filet metric pentru organe de asamblare $M24$ (tab. 6.2) având $d=24$ mm; $d_1=20$ mm; $p=3$ mm.

*Tabela 6.2*

**Filete metrice pentru organe de asamblare — dimensiuni (extras din STAS 6564-67)**

| $d=D$ | Pasul $p$ | | Diametrul filetului | | Înălțimea filetului $H_1$ |
|---|---|---|---|---|---|
| | normal | fin | $d_2=D_2$ | $d_1=D_1$ | |
| 1 | 0,25 | — | 0,838 | 0,729 | 0,135 |
| 1,2 | 0,25 | — | 1,038 | 0,929 | 0,135 |
| 1,6 | 0,35 | — | 1,373 | 1,221 | 0,189 |
| 2 | 0,4 | — | 1,740 | 1,567 | 0,217 |
| 2,5 | 0,45 | — | 2,208 | 2,013 | 0,244 |
| 3 | 0,5 | — | 2,675 | 2,459 | 0,271 |
| 4 | 0,7 | — | 3,546 | 3,242 | 0,379 |
| 5 | 0,8 | — | 4,480 | 4,134 | 0,433 |
| 6 | 1 | — | 5,350 | 4,917 | 0,541 |
| 8 | 1,25 | — | 7,188 | 6,647 | 0,677 |
| | — | 1 | 7,350 | 6,917 | 0,541 |
| 10 | 1,5 | — | 9,026 | 8,376 | 0,812 |
| | — | 1,25 | 9,188 | 8,647 | 0,677 |
| 12 | 1,75 | — | 10,863 | 10,106 | 0,947 |
| | — | 1,25 | 11,188 | 10,647 | 0,677 |
| 16 | 2 | — | 14,701 | 13,835 | 1,083 |
| | — | 1,5 | 15,026 | 14,376 | 0,812 |
| 20 | 2,5 | — | 18,376 | 17,294 | 1,353 |
| | — | 1,5 | 19,026 | 18,376 | 0,812 |
| 24 | 3 | — | 22,051 | 20,752 | 1,624 |
| | — | 2 | 22,701 | 22,835 | 1,083 |
| 30 | 3,5 | — | 27,727 | 26,211 | 1,894 |
| | — | 2 | 28,701 | 27,835 | 1,083 |
| 36 | 4 | — | 33,402 | 31,670 | 2,165 |
| | — | 3 | 34,051 | 32,752 | 1,624 |
| 42 | 4,5 | — | 39,077 | 37,129 | 2,436 |
| | — | 3 | 40,051 | 38,752 | 1,624 |
| 48 | 5 | — | 44,752 | 42,587 | 2,706 |
| | — | 3 | 46,051 | 44,752 | 1,624 |
| 56 | 5,5 | — | 52,428 | 50,046 | 2,977 |
| | — | 4 | 53,402 | 51,670 | 2,165 |
| 64 | 6 | — | 60,103 | 57,505 | 3,248 |
| | — | 4 | 61,402 | 59,670 | 2,165 |

*Observație.* Notațiile corespund figurii 6.2 și sînt conforme STAS 6371-61.

Caracteristicile dimensionale ale inelului căutat se extrag din STAS 3186-52, pe baza caracteristicilor filetului $M$ 24 (tab. 6.2). Rezultă inelul care se notează astfel : SGD—$M$ 24 STAS 3186-52 (Inel șurub de ridicare cu guler de ridicare și degajare — $M$ 24).

Verificarea înălțimii părții filetate $h$. În standard corespunde $h=45$ mm. Aplicîndu-se relația (6.26) se obține : $h_{min}=1{,}3\cdot d=31{,}2$ mm : $h_{max}=2d=48$ mm. Deci înălțimea $h$ a părții filetate indicată în standard rezistă cu siguranță.

### 6.6.2. ȘURUBURI SOLICITATE DE FORȚE AXIALE EXCENTRICE

Șuruburile cu capul pătrat excentric (fig. 6.12, *c*) sînt solicitate la tracțiune de către forța $Q$ și la încovoiere prin momentul încovoietor $M=eQ$.

Aplicîndu-se principiul suprapunerii celor două efecte de tracțiune și de încovoiere, se folosește relația corespunzătoare solicitărilor compuse :

$$\sigma_{tot}=\sigma_t+\sigma_i=\frac{Q}{A}+\frac{M_i}{W}.$$

$W$ fiind modulul de rezistență $\left(W=\dfrac{\pi d_1^3}{32}\right)$

Ținîndu-se seama că :

$$\sigma_t=\frac{4Q}{\pi d_1^2} \quad \text{și} \quad \sigma_i=\frac{eQ}{\frac{\pi d_1^3}{32}}.$$

rezultă :

$$\sigma_{tot}=\frac{4Q}{\pi d_1^2}\left(1+\frac{8e}{d_1}\right)=\sigma_t\left(1+8\frac{e}{d_1}\right). \tag{6.27}$$

De exemplu considerîndu-se $e=d_1$ se obține $\sigma_{tot}=9\sigma_t$, ceea ce arată că aceeași sarcină aplicată excentric cu excentricitatea $e=d_1$, solicită șurubul de 9 ori mai mult.

Solicitări suplimentare apar și dacă suprafețele pieselor strînse între capul șurubului și piuliță nu sînt paralele. Pentru asigurarea paralelismului se folosesc șaibe speciale (fig. 6.12, *b*).

### 6.6.3. ȘURUBURI SOLICITATE DE FORȚE TRANSVERSALE

În asamblările cu șuruburi de fixare solicitate de forțe transversale se deosebesc două cazuri după cum șuruburile sînt montate în găuri cu sau fără joc.

*Asamblări cu șuruburi montate în găuri fără joc.* În astfel de cazuri, șuruburile sînt solicitate la forfecare în secțiunea corespunzătoare planului de separație al elementelor asamblate (fig. 6.13, *a*). Porțiunea nefiletată a tijei este solicitată și la presiunea de contact $\sigma_s$.

Se dimensionează deci la forfecare și se verifică la presiunea de contact.

Din condiția rezistenței la forfecare, se poate determina diametrul tijei egal cu diametrul găurii :

$$\tau_f = \frac{4P}{\pi d^2}$$

deci :

$$\boxed{d^2 = \frac{4}{\pi} \frac{P}{\tau_{af}}} \quad \text{sau} \quad \boxed{d^2 = \frac{4}{\pi n} \frac{P}{\tau_{af}}} \tag{6.28}$$

Prima relație se folosește cînd se îmbină două piese prin suprapunere, deci cînd există o singură secțiune de foarfecare a tijei șurubului, iar a doua relație se aplică în cazul cînd există $n$ secțiuni de forfecare. În aceste relații, pentru $\tau_{af}$ se admit valori în raport cu limita de curgere $\sigma_c$, adică : $\tau_{af} \approx (0{,}2 \ldots 0{,}4)\sigma_c$

Pentru verificarea la presiunea de contact $\sigma_s$ a tijei cu piesele îmbinate se pornește de la condiția : $\sigma_s \leqslant \sigma_{as}$, adică :

$$\sigma_s = \frac{P}{\delta \cdot d} \leqslant \sigma_{as}, \tag{6.29}$$

$A_s = \delta \cdot d$ este suprafața de contact a filetelor ;

$\sigma_{as} = (1{,}2 \ldots 1{,}5)\sigma_{at}$, în raport cu materialul cel mai puțin rezistent, iar $\delta$ corespunde elementului cu grosimea cea mai mică.

*Asamblări cu șuruburi montate în găuri cu joc.* Aceste asamblări (fig. 6.13, *b*) asigură transmiterea forței transversale prin frecarea ce se produce pe suprafețele de contact datorită forței de strîngere la montaj $P_0$.

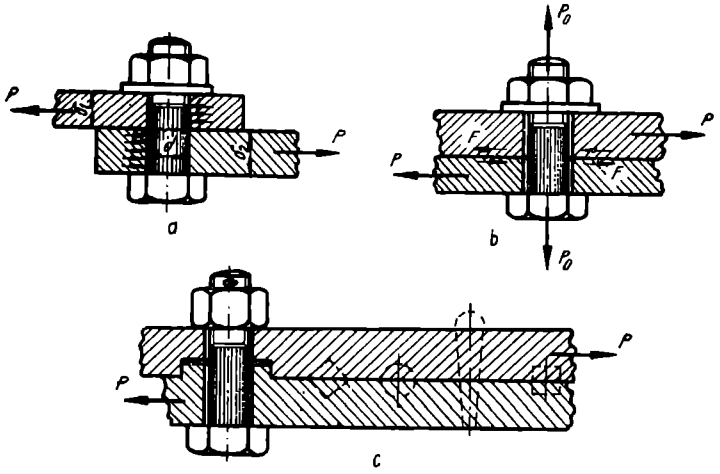



Fig. 6.13. Asamblări cu șuruburi solicitate de forțe transversale :
*a* — cu șuruburi montate în găuri fără joc (păsuite) ; *b* — cu șuruburi montate în găuri cu joc ; *c* — cu elemente suplimentare de siguranță împotriva deplasării.

Deplasarea relativă a tablelor poate fi prevenită prin respectarea condiției: $P \leqslant F \leqslant \mu P_0$.

Luînd în considerație un coeficient de siguranță împotriva alunecării $K = 1{,}6 \ldots 2$, rezultă: $\mu P_0 > KP$.

Pentru dimensionarea șuruburilor la întindere trebuie determinată forța de strîngere $P_0$:

$$P_0 = \frac{KP}{\mu}; \text{ respectiv } P_0 = \frac{KP}{\mu z}.$$

Cu ajutorul acestor relații se poate determina efortul unitar de tracțiune la tijei șurubului strîns pentru a preveni deplasarea pieselor cu $z$ suprafețe de frecare.

$$\sigma_{ef} = \frac{Po}{\frac{\pi}{4} d_1^2}.$$

Solicitarea suplimentară datorită momentului de răsucire $M_{t_1}$ ce se dezvoltă în timpul strîngerii pieselor la înșurubarea piuliței, se ia în considerație prin mărirea forței de strîngere la o valoare egală cu 1,3 $P_0$ folosită în dimensionarea șuruburilor.

Deci:

$$\sigma_{ef} = \frac{1{,}3 \ Po}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \leqslant \sigma_{at} \ [\text{kgf/mm}^2]. \tag{6.30}$$

De exemplu, aplicîndu-se această relație în cazul unei singure suprafețe de frecare ($z=1$) și considerîndu-se $K=1{,}5$; $\mu=0{,}2$, se obține:

$$\sigma_{ef} = \frac{4 \cdot 1{,}3 \cdot 1{,}5}{\pi \cdot 1 \cdot 0{,}2} \frac{P}{d_1^2} = 11{,}6 \frac{P}{d_1^2} \leqslant \sigma_{at},$$

de unde rezultă:

$$\boxed{d_1 \simeq 3{,}4 \sqrt{\frac{P}{\sigma_{at}}}} \ [\text{mm}]. \tag{6.31}$$

Dacă rezultă un diametru $d_1 \gg (\delta_1 + \delta_2)$ se vor folosi mai multe șuruburi capabile să realizeze aceeași strîngere.

*Măsuri de siguranță suplimentare.* Siguranța împotriva lunecării tablelor nu poate fi totdeauna garantată numai prin strîngere cu șuruburi. Ca urmare, asamblarea trebuie să fie prevăzută cu măsuri constructive suplimentare. Cîteva soluții constructive sînt indicate în figura 6.13, *c*. Folosindu-se asemenea măsuri de siguranță, îmbinarea poate fi dimensionată la valoarea limită a forței de prestrîngere.

În cazul îmbinărilor filetate supuse la solicitări variabile, şuruburile trebuie să fie cît mai elastice, adică să aibă secţiunea cît mai mică, iar lungimea cît mai mare. Două asemenea tipuri de şuruburi elastice sînt reprezentate în figura 6.14, *b*.

Deoarece primele spire ale piuliţei de strîngere preiau cea mai mare parte a efortului (≈70%), pentru o solicitare mai uniformă se construiesc piuliţe speciale de egală rezistenţă, de tipul celei din figura 6.14, *c*. În acest caz, spirele din partea de jos se deformează elastic şi permit o repartizare mai uniformă a efortului pe toată înălţimea *h*.

Alte forme constructive sînt indicate şi în anexa *2*.

## 6.7. TRANSMISII CU ŞURUB ŞI PIULIŢĂ

Şurubul şi piuliţa pot forma elementele de bază pentru transmiterea mişcării şi a forţelor. Astfel de şuruburi de mişcare se folosesc în construcţia cricurilor, preselor cu şurub etc. Aceste şuruburi se execută din oţeluri rezistente la uzură ca : *OLC* 45 ; *OLC* 50 ; OSC 10 ; 40 MC 11 etc. Piuliţele se execută din bronzuri sau din fonte antifricţiune.

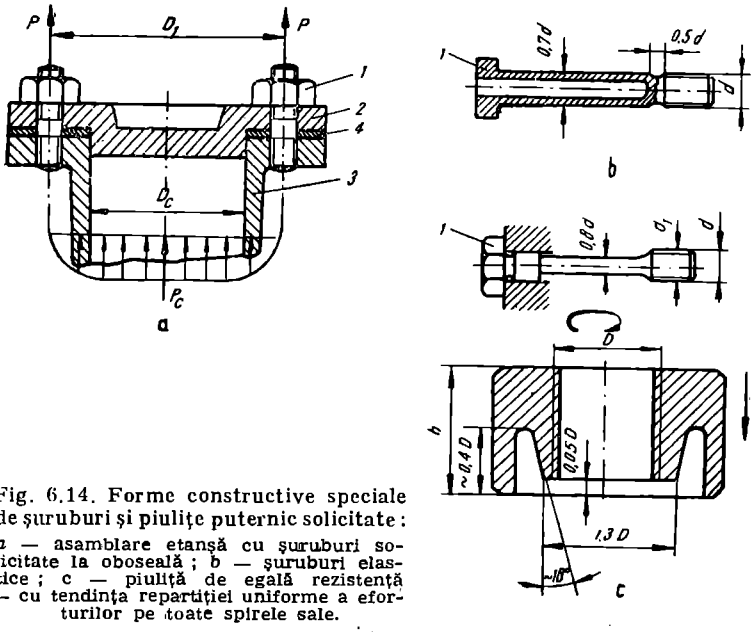



Fig. 6.14. Forme constructive speciale de şuruburi şi piuliţe puternic solicitate : *a* — asamblare etanşă cu şuruburi solicitate la oboseală ; *b* — şuruburi elastice ; *c* — piuliţă de egală rezistenţă — cu tendinţa repartiţiei uniforme a eforturilor pe toate spirele sale.

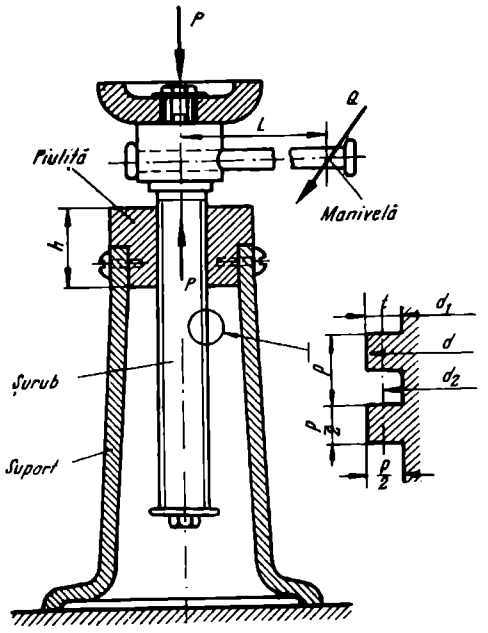



Fig. 6.15. Cric cu șurub-piuliță pentru transmisia forțelor.

Transmisia prin șurub și piuliță poate fi executată cu piuliță fixă în ca cazul cricului (vinciului) din figura 6.15, sau cu piuliță de translație ca în cazul celei care deplasează cărucioarele strungurilor paralele.

Pentru ca șurubul și piulița să nu fie scoase din funcțiune, este necesar ca presiunea dintre spirele filetului $p_f$ să nu depășească presiunea admisibilă $p_{af}$. Folosindu-se notațiile din figura 6.15, suprafața de contact este $A_f = \pi \cdot d_2 \cdot t \cdot z$, în care $z$ este numărul spirelor dedus din relația $h = zp$, iar $t = \frac{p}{2}$. Astfel relația presiunii devine :

$$p_f = \frac{2P}{\pi \cdot d_2 \cdot h} \leqslant p_{af},$$

relația de verificare (6.33)

$$d_2 = \frac{2P}{\pi h p_{af}}$$

relația pentru dimensionare (6.34)

| $p$ în kgf/cm² | | 90 | 120 | 50 |
|---|---|---|---|---|
| Materiale | șurub | oțel necălit | oțel călit | oțel necălit |
| | piuliță | bronz | bronz | fontă |

În cazul șuruburilor puternic solicitate cum sînt cele pentru prese cu acționare mecanică aceste valori se scad cu 15—20%.

De obicei nu se mai verifică la forfecare și la încovoiere, întrucît rezistența la presiunea admisibilă de contact $p_{af}$ se introduce în calcule cu valori reduse pentru a se preveni griparea filetelor. Ca urmare, rezistența la forfecare și la încovoiere este asigurată în cazurile cele mai frecvente. În cazuri speciale se aplică și calculele de verificare la forfecare și la încovoiere după ce a fost determinat și diametrul șurubului.

În fiecare caz al dimensionării șurubului de transmisie a mișcării și puterii mecanice, se apreciază necesitatea verificării la flambaj.

## 6.8. INDICAȚII TEHNOLOGICE

Filetarea interioară a pieselor cuprinzătoare de tipul piulițelor, cît și filetarea exterioară se poate executa atît manual cît și mecanic.

Prelucrarea manuală se aplică numai pentru filete avînd diametrul maxim $d \leqslant 20$—24 mm. Peste aceste dimensiuni filetarea manuală devine dificilă.

Pentru execuția filetului exterior se utilizează scule speciale cu filet interior, numite *filiere*, introduse în suporți portfilieră acționați manual (fig. 6.16, *a*). Filetarea manuală interioară (în găuri) se execută cu scule-cuțit, numite *tarozi*, cu filet în exterior (fig. 6.16, *b*).

Prelucrarea manuală, deși are productivitate scăzută, nu poate fi evitată în numeroase cazuri ca : piese complicate și de dimensiuni mari care nu pot fi montate pe mașini de filetat : prelucrare la fața locului (instalații fixe) ; lipsa de utilaj adecvat etc.

Principalele metode de prelucrare mecanică se bazează pe prelucrarea prin așchiere (fig. 6.17) sau pe procedeul de rulare (imprimare) schematizat în figura 6.18, *a*. Schema dispozitivului de prelucrare a filetului conic este reprezentată în figura 6.18, *b*. Profilele sculelor corespund profilelor filetului.

Pentru îmbunătățirea preciziei de prelucrare filetul se supune suplimentar operației de rectificare cu discuri abrazive (fig. v. 6.17), dar aceasta numai cînd este absolut necesar. Operațiile de rectificare a flancurilor filetului, rotunjirea fundului, rularea, nitrurarea etc. au scopul îmbunătățirii randamentului și a rezistenței.

Piesele filetate care funcționează în medii corosive se protejează prin : cadmiere, zincare, brunare, nichelare, cuprare etc.

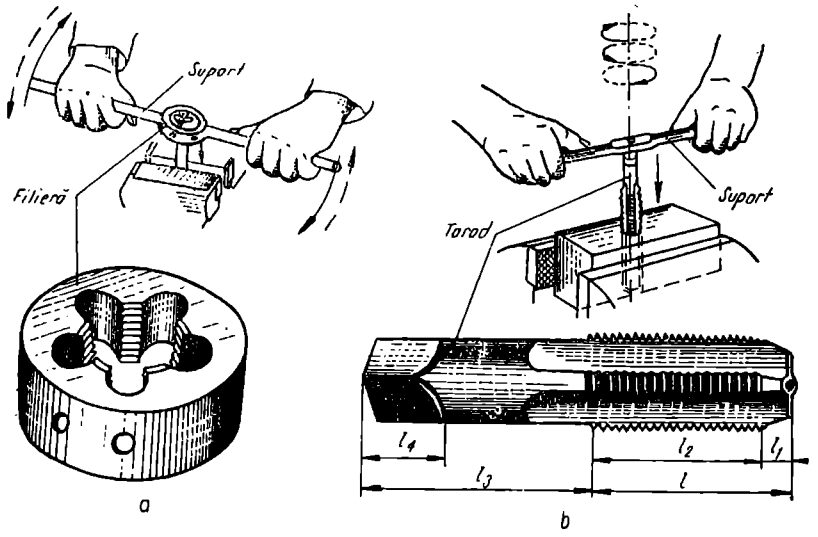



Fig. 6.16. Filetarea manuală :
*a* — filetarea exterioară ; *b* — filetarea interioară.

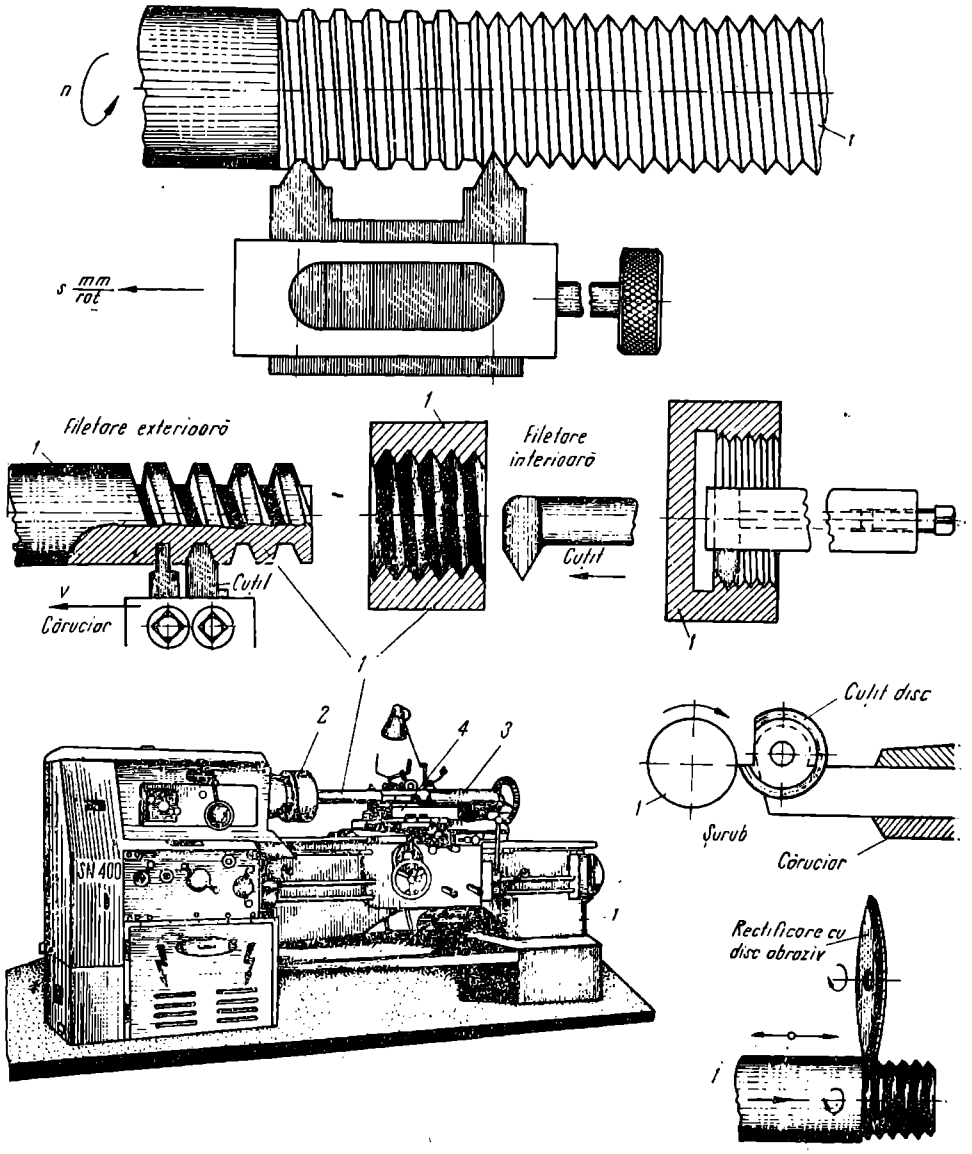



Fig. 6.17. Filetarea și rectificarea mecanică a filetului la strung:
*1* — piesa supusă filetării; *2* — dispozitiv de strîngere (mandrină); *3* — păpușă mobilă; *4* — suportul pe cărucior port-cuțit.

Asigurarea bunei funcționări a ansamblărilor filetate este garantată în mare măsură de strîngerea corectă. Cheile obișnuite nu permit reglarea și controlarea forțelor sau a momentelor de strîngere. De aceea, construcția modernă de mașini folosește tot mai mult cheile dinamometrice limitatoare ale forțelor

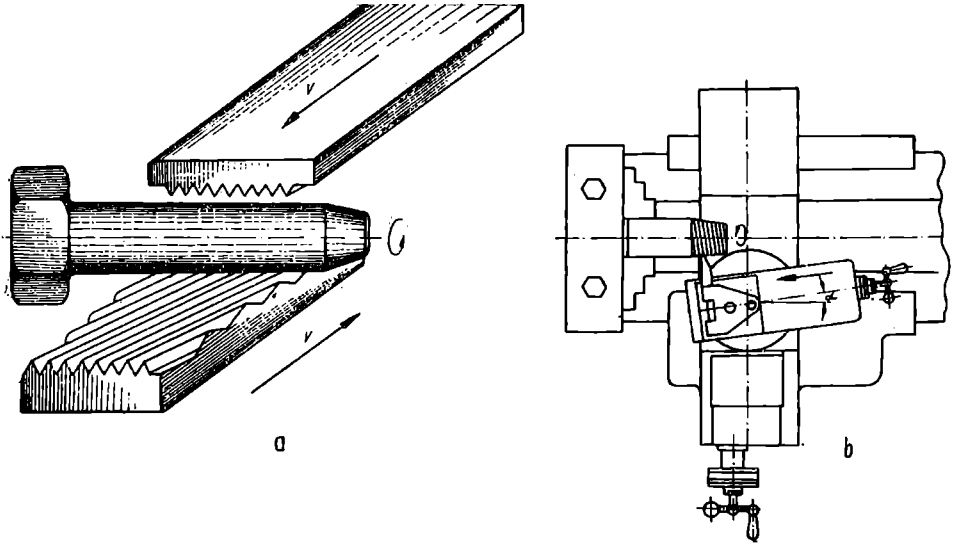
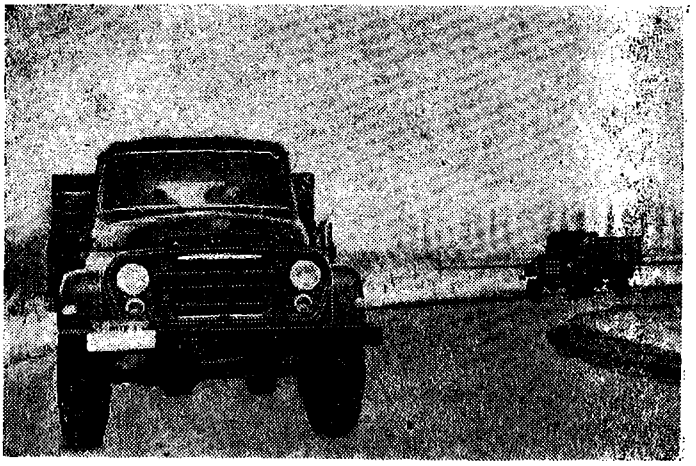



Fig. 6.18. Diverse sisteme de filetare :
*a* — filetarea prin rulare cu bacuri prismatice ; *b* — prelucrarea filetului conic.

și momentelor de strîngere ca cea reprezentată în figura 6.9. În electrotehnică, buna funcționare a aparatelor electrice de înaltă tensiune depinde de calitatea legăturii acestor aparate la barele colectoare. Aceste legături se fac cu șuruburi strînse uniform cu chei dinamometrice. Tot așa se procedează și în cazul montării chiulaselor pe capul motoarelor cu ardere internă.

CAPITOLUL

7



# ASAMBLĂRILE ELASTICE ŞI ELEMENTE DE ACUMULARE A ENERGIEI — ARCURI

## 7.1. TIPURI CONSTRUCTIVE REPREZENTATIVE. DOMENII DE UTILIZARE. MATERIALE

Arcurile sînt organe de maşini folosite în construcţia asamblărilor elastice — caracterizate prin capacitatea de deformaţie elastică şi acumulare de energie sub acţiunea sarcinilor. Însuşirile menţionate le fac foarte utilizate în construcţia de maşini şi aparate.

*Tipuri constructive reprezentative.* Arcurile au diferite forme constructive în funcţie de rolul funcţional şi solicitările principale la care sînt supuse.

După forma constructivă se deosebesc arcuri : lamelare, elicoidale, spirale plane, bare de torsiune, inelare, arcuri-disc etc.

După caracterul solicitării se deosebesc arcuri : de tracţiune, de compresiune, de răsucire şi de încovoiere după cum rezultă şi din figura 7.1. Fiecare din aceste tipuri se pot construi cu diferite forme geometrice ale suprafeţei de înfăşurare a spirei şi ale secţiunii transversale a spirei.

În figura 7.1. sînt schiţate cele mai reprezentative tipuri constructive de arcuri şi solicitările la care sînt supuse.

*Domenii de utilizare.* Proprietăţile elastice şi siguranţa în funcţionare ale arcurilor le fac deosebit de utilizate în numeroase domenii şi în diferite scopuri.

Astfel, arcurile pot fi folosite pentru crearea unor forţe de presiune constantă folosite la : mecanisme cu clichet (fig. 7.2, *a*), supape de siguranţă, mecanisme cu came (fig. 7.2 *b*), întrerupătoare electrice, mecanisme de blocare la echilibrarea forţelor gravitaţionale şi în alte scopuri.

Pentru măsurarea forţelor în funcţie de deformaţia arcului se folosesc aparatele de măsură de tipul dinamometrelor.

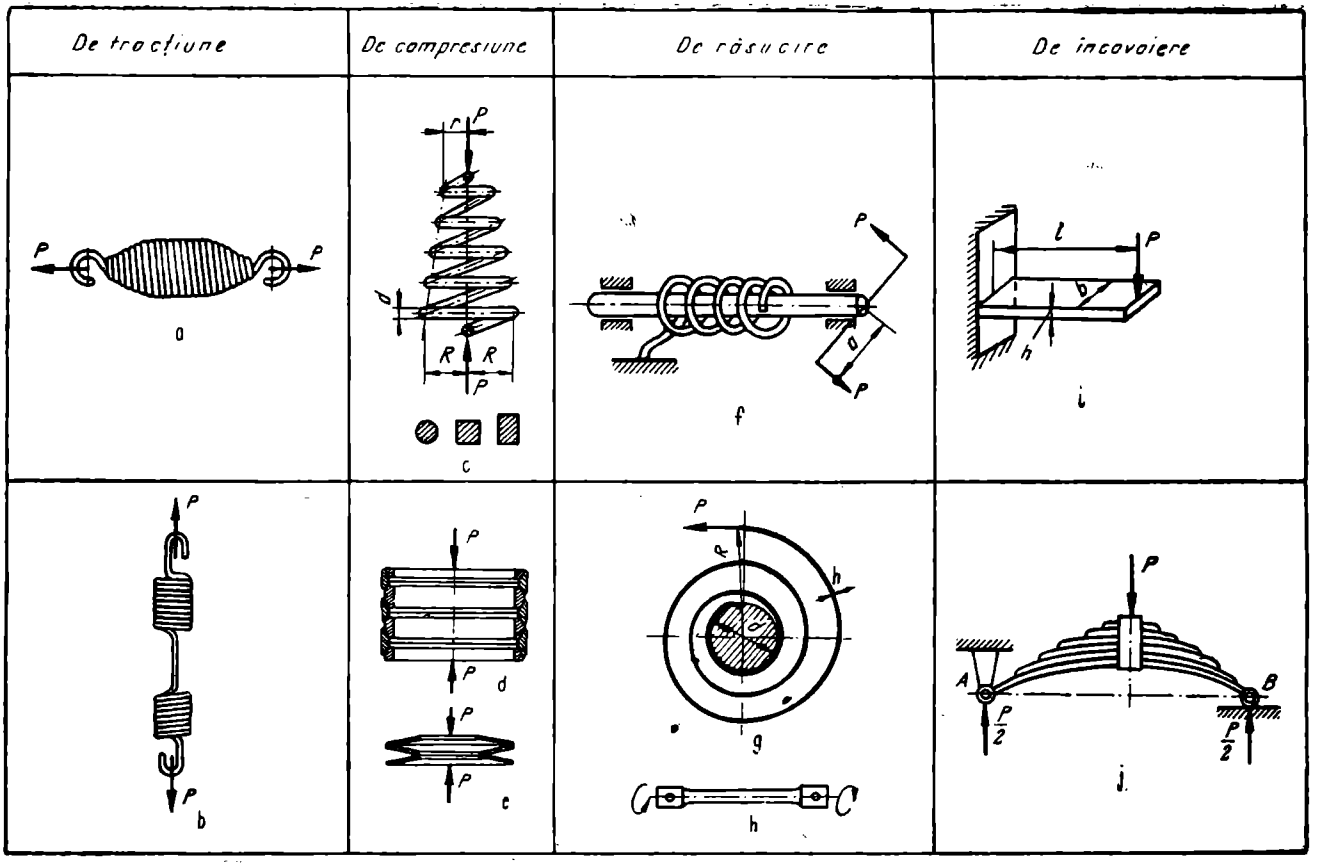



Fig. 7.1. Cele mai uzuale tipuri constructive de arcuri :
*a*, *b* — elicoidale de tracțiune ; *c* — elicoidal de compresiune ; *d* — cu discuri de compresiune ; *e* — cu talere ; *f* — elicoidal de torsiune ; *g* — spiral plan ; *h* — bară de torsiune ; *i* — lamelar simplu ; *j* — lamelar dublu cu foi multiple.

Ca acumulatoare de energie, arcurile pot îndeplini funcția de motor pe o perioadă de timp limitată, în care sub formă de lucru mecanic cedează energia mecanică acumulată inițial ca în cazul arcurilor folosite la ceasornice

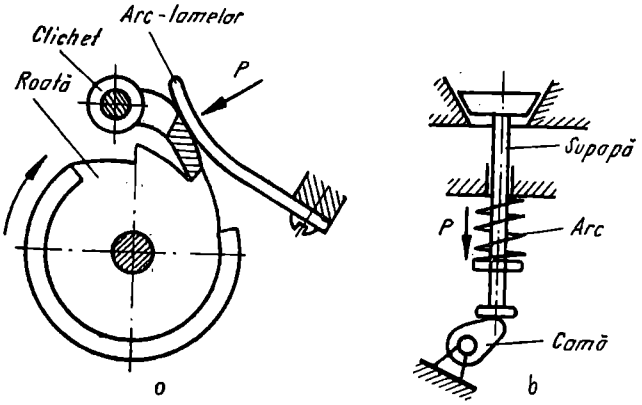



Fig. 7.2. Arcuri pentru crearea unei forțe de presiune constantă :
*a* — la mecanisme cu clichet ; *b* — la supape.

(fig. 7.1, *g*), vitezometre etc., sau pot folosi pentru crearea unor șocuri momentane utile ca în cazul mașinilor de încercat.

În scopul amortizării vibrațiilor, arcurile se folosesc pe fundațiile unor mașini (ciocane și prese puternice din atelierele de forță), la suspensiile mașinilor rutiere unde apar vibrații datorită neuniformității reliefului de contact cu roțile (fig. 7.3).

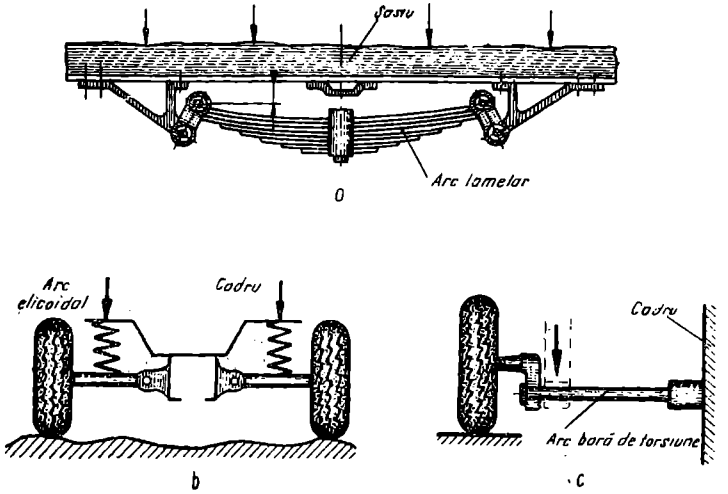



Fig. 7.3. Arcuri pentru asamblarea dispozitivelor de suspensie ale autovehiculelor :
*a* — arc din foi lamelare ; *b* — arc elicoidal ; *c* — arc bară de torsiune.

De asemenea se folosesc și pentru prelucrarea energiei de șoc, ca în cazul tampoanelor materialului rulant (fig. 7.4), unde elementul elastic prin deformări absoarbe energia, iar forța de șoc scade corespunzător.

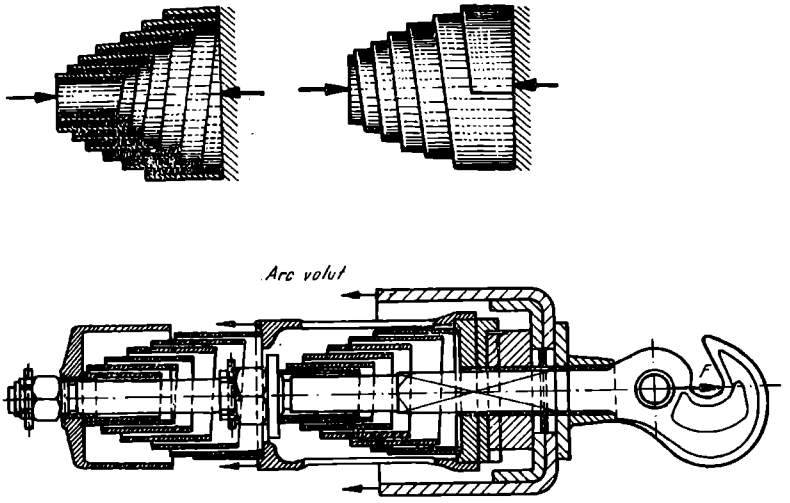



Fig. 7.4. Dispozitivul cîrligului de tracțiune feroviară cu serie de două arcuri pentru amortizarea energiei de șoc.

*Materialele* folosite în construcția arcurilor trebuie să asigure o distribuție cît mai uniformă a eforturilor unitare în timpul solicitării și o mare capacitate de acumulare a energiei pe unitatea de volum.

Oțelurile românești cunoscute și simbolizate sub denumirea de *ARC 1*, *ARC 2*, ...*ARC* 13 (STAS 795-65) sînt elaborate special pentru construcția arcurilor. Aceste oțeluri oferă proprietăți elastice superioare și stabile în timp (tab. 7.1).

Aceste materiale au proprietăți elastice omogene și o limită de proporționalitate ridicată. Limita de curgere este superioară limitei de curgere a oțelurilor obișnuite. Dacă în cazul oțelului carbon-obișnuit OL 37 — raportul dintre limita de curgere $\sigma_c$ și cea de rupere $\sigma_r$ este 50%, deci : $\sigma_c/\sigma_r = 0{,}5$, în cazul oțelului *ARC 4* acest raport depășește 92%, ceea ce permite o bună rezistență la oboseală, o utilizare rațională a oțelului ca material de bază în construcția organelor de mașini în general și a arcurilor în special.

Printr-o tehnologie corectă și un tratament termic riguros, aceste oțeluri dau rezultate bune în construcția arcurilor, obținîndu-se proprietăți elastice **superioare** și o mare rezistență la oboseală.

**Cînd** arcurilor li se impun și alte condiții speciale, cum sînt : rezistență la temperatură și coroziune, rezistență electrică, magnetism etc., toate acestea se vor lua în considerație în alegerea materialului.

*Tabela 7.1*

**Oţeluri pentru arcuri, STAS 795-65 ($\sigma_c$; $\sigma_r$; $\tau_c$ şi HB în kgf/mm²)**

| Marca | Starea | $\sigma_c$ | $\sigma_r$ | $\delta$*5% | Z% | $\tau_c$ | HB-laminat |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| ARC 1 | | 110 | 130 | 10 | 45 | 77 | 302 |
| ARC 2 | î | 120 | 130 | 8 | 35 | 82 | 302 |
| ARC 3 | î | 140 | 160 | 6 | 25 | 95 | 302 |
| ARC 4 | î | 120 | 130 | 6 | 30 | 77 | 285 |
| ARC 5 | î = îmbunătăţită | 110 | 120 | 6 | 30 | 71 | 285 |
| ARC 6 | z = gîtuirea specifică (valori | 80 | 100 | 10 | 35 | 40 | 255 |
| ARC 7 | informative) | 100 | 115 | 8 | 30 | 52 | 302 |
| ARC 8 | HB = duritatea Brinell (va- | 120 | 140 | 6 | 25 | 90 | 202 |
| ARC 9 | lori maxime) | 125 | 145 | 6 | 25 | 93 | 302 |
| ARC 10 | | 90 | 110 | 9 | 30 | — | 285 |
| ARC 11 | | 80 | 110 | 10 | 30 | — | 269 |
| ARC 12 | | 120 | 130 | 6 | 25 | — | 302 |
| ARC 13 | | 120 | 135 | 6 | 30 | — | 302 |

* $\delta$ este alungirea corespunzătoare ruperii, în %.

Asemenea condiţii sînt satisfăcute de aliaje pe bază de bronz, bronz de cadmiu, alamă, aliaj monel, cauciuc natural şi sintetic, materiale plastice.

## 7.2. CARACTERISTICA ARCURILOR

Aplicîndu-se forţa $P$ asupra unui arc lamelar (fig. 7.5, *a*) se produce o deformare de încovoiere măsurată prin săgeata $f$.

Reprezentîndu-se variaţia deformaţiei, prin variaţia săgeţii $f$ în funcţie de forţa ce o produce $P$, se obţine diagrama $OB$ care reprezintă *caracteristica arcului*. Urmărindu-se figura 7.5, *a* se poate scrie raportul:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{P_1}{f_1} = \frac{P_2}{f_2} = \ldots = \frac{P_n}{f_n} = C = \text{const.} \qquad (7.1.)$$

Acest raport numit *constanta* sau *caracteristica arcului* poate să crească sau să scadă în funcţie de variaţia deformaţiei $f$, după cum arcul este mai mult sau mai puţin rigid. Cînd raportul scade prin creşterea deformaţiei $f$ la aceeaşi solicitare $P$, arcul devine mai moale, mai elastic (*curba 2*). Dacă valoarea raportului creşte prin mişcarea deformaţiilor $f$, arcul devine mai rigid *(curba 3)*.

În cazul arcurilor supuse numai acţiunii unui moment de răsucire $M_{t1}$ curba caracteristică are forma din figura 7.5 *b* rezultă prin reprezentarea expresiei corespunzătoare (7.2):

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{Mt_1}{\theta_1} = \frac{M_{t2}}{\theta_2} = \ldots = \frac{M_{tn}}{\theta_n} = C_1 = \text{const.} \qquad (7.2)$$

*Lucrul mecanic acumulat.* Arcul acumulează un lucru mecanic $L$ reprezentat de suprafața haşurată din figura 7.5.

În cazul arcurilor solicitate în domeniul deformațiilor elastice ale limitei de proporționalitate a materialului, rigiditatea este constantă. În acest caz curba caracteristică devine o dreaptă, care reprezintă proporționalitatea între forța $P$ și deformația corespunzătoare.

Expresia lucrului mecanic $L$, pentru arcurile solicitate la încovoiere, tracțiune, compresiune reprezentat de suprafața triunghiului $OAB$ (fig. 7.5 *a*) este :

$$L = \frac{1}{2} Pf \text{ [kgf. cm]} \tag{7.3}$$

În cazul arcurilor solicitate la torsiune, lucrul mecanic acumulat este reprezentat prin suprafața triunghiului $OBC$ (fig. 7.5. *b*) și se calculează cu relația :

$$L = \frac{1}{2} M_t \theta. \tag{7.4}$$

$\theta$ fiind unghiul de deformație torsională.

Rezultă că pentru orice tip de arc se poate determina valoarea lucrului mecanic înmagazinat în perioada cuprinsă între starea inițială (neîncărcată) și starea finală de deformație elastică corespunzătoare solicitării date.

*Calculul arcurilor.* Solicitările arcurilor pot fi simple, de încovoiere $\sigma_i$, de torsiune $\tau_t$ sau solicitări compuse de încovoiere și de torsiune. În plus, în mod obligatoriu se va calcula rigiditatea arcului.

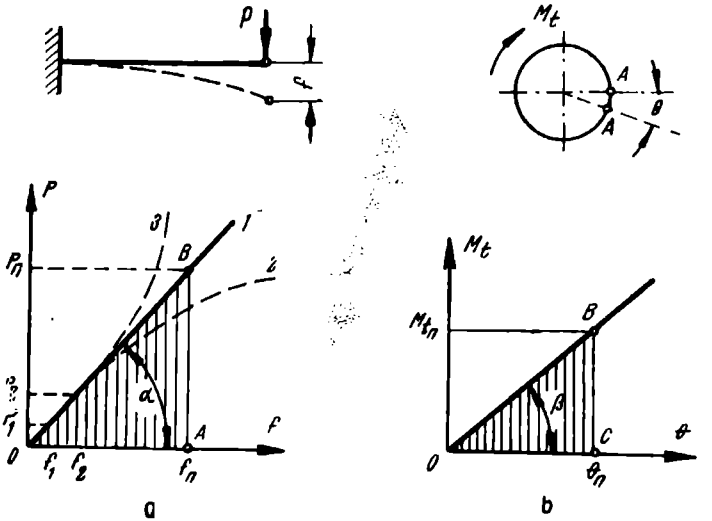



Fig. 7.5. Caracteristica arcurilor :
*a* — încovoiere ; *b* — torsiune.

## 7.3. ARCURI LAMELARE

Arcurile în foi se folosesc fie ca arcuri lamelare simple fie grupate sub forma de arcuri lamelare cu foi multiple după cum se poate urmări în pozițiile *i* și *j* din figura 7.1. Forma lamelei poate fi dreptunghiulară, triunghiulară trapezoidală sau eliptică.

### 7.3.1. ARCURI LAMELARE DREPTUNGHIULARE

Tipul constructiv cel mai simplu îl reprezintă arcurile lamelare dreptunghiulare (fig. 7.6 *a*). Aceste arcuri au secțiunea transversală $b \times h$, de obicei, aleasă constructiv pe baza secțiunilor prescripțiilor din standarde (STAS 3020-59 și 909-62).

După cum rezultă din figură, arcul este încastrat la un capăt și încărcat cu o forță $P$ la celălalt capăt. Ca urmare, momentul încovoietor $M_i$ produce încovoierea lamelei și eforturi unitare de rezistență interioară capabile să echilibreze momentul $M_i$ :

$$M_{i\,max} = P.l = W\sigma_{ai} = \frac{b \cdot h^2}{6}\,\sigma_{ai}, \tag{7.5}$$

în care $W$ este modulul de rezistență ($W = b.h^2/6$).

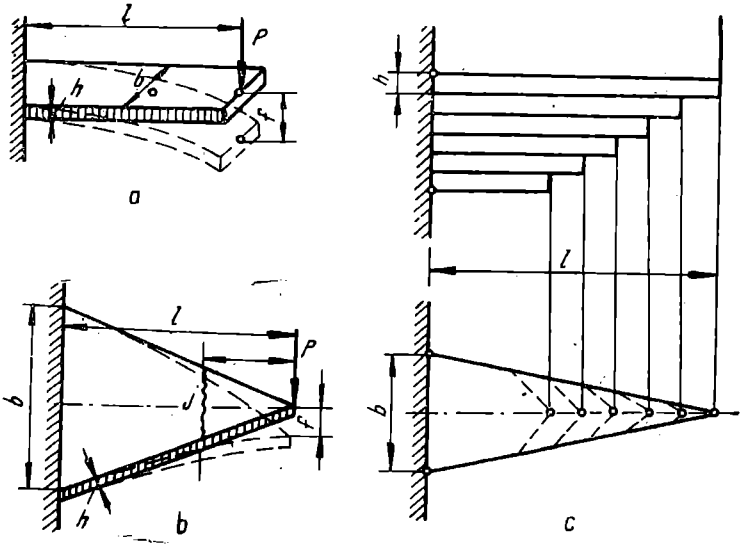



Fig. 7.6. Arcuri lamelare :
*a, b* — cu lamele simple ; *c* — cu lamele multiple suprapuse.

Din această relație se deduce forța maximă $P_{max}$, de care este capabilă secțiunea lamelei care nu poate suporta eforturi unitare mai mari decît cele admisibile $\sigma_{at}$,

$$\boxed{P_{max} = \frac{bh^2}{6l}\sigma_{at}} \quad [\text{kgf}] \tag{7.6}$$

Deformația $f$ a unei bare încastrate solicitată la încovoiere se poate determina cu relația :

$$\boxed{f = \frac{Pl^3}{3EI}}, \quad [\text{cm}], \tag{7.7}$$

în care :

$E = 2{,}1 \times 10^6$ kgf/cm$^2$ reprezintă modulul de elasticitate longitudinal al oțelurilor :

$I = b \cdot h^3/12$ cm$^4$ — momentul de inerție al secțiunii dreptunghiulare $b \cdot h$ al lamelei.

Înlocuindu-se valoarea forței $P$ din relația (7.6) în relația (7.7), după efectuarea simplificărilor se obține următoarea formă a expresiei săgeții :

$$f = \frac{2}{3}\frac{l^2}{Eh}\sigma_{at}. \tag{7.8}$$

Lucrul mecanic $L$ acumulat de arc se obține cu relația generală (7.3), în care se înlocuiește valoarea forței $P_{max}$ din relația (7.6) și a deformației din relația (7.8) :

$$L = \frac{1}{2}P \cdot f = \frac{1}{2}\frac{b \cdot h^2}{6l}\sigma_{at} \cdot \frac{2}{3}\frac{l^2}{Eh}\sigma_{at} = \frac{1}{18}b \cdot h \cdot l\frac{\sigma_{at}^2}{E} = \frac{1}{18}V\frac{\sigma_{at}^2}{E}.$$

Produsul factorilor $b \cdot h \cdot l = V$ reprezintă tocmai volumul arcului, iar $K = 1/18$ se numește coeficient de utilizare volumetrică a materialului folosit pentru executarea arcului respectiv. Deci :

$$\boxed{L = KV\frac{\sigma_{at}}{E}} \quad [\text{kgf} \cdot \text{cm}] \tag{7.9}$$

La arcul lamelar simplu (fig. 7.6, *a*), coeficientul de utilizare volumetrică $K = 1/18 = 0{,}0555$ dovedește că numai 5,55% din volumul materialului arcului înmagazinează lucru mecanic de deformație.

### 7.3.2. ARCURI LAMELARE TRIUNGHIULARE

Utilizarea materialului poate fi îmbunătățită prin construcția arcurilor lamelare triunghiulare (fig. 7.6, *b*). În acest caz, coeficientul de utilizare volumetrică este de trei ori mai mare, $K = 16{,}6\%$.

### 7.3.3. ARCURI LAMELARE CU FOI MULTIPLE

Pentru preluarea unor forțe mari se construiesc arcuri lamelare din foi multiple, ca în figura 7.6, *c*. Astfel de arcuri au aceleași caracteristici ca cele dreptunghiulare încastrate.

Arcurile lamelare duble, cu o singură foaie sau cu foi multiple legate solidar cu o brățară $M$ (fig. 7.7), de obicei, se construiesc cu săgeată inițială $\pm f_0$ în stare neîncărcată ($P=0$). Destinația de bază a acestui tip de arcuri o constituie construcția vehiculelor rutiere.

Lucrul mecanic acumulat este $L=KV\frac{\sigma_i^2}{E}$, deci la fel ca la arcurile lamelare simple. În plus, arcurile lamelare duble cu foi multiple se pot calcula mai precis, prin luarea în considerație a frecării produse între lamele în timpul exploatării.

*Elemente de calcul.* Arcurile lamelare duble sînt solicitate tot la încovoiere, potrivit relației $M_i=W\sigma_{ai}$ prin care se ia în considerație și numărul lamelelor $n$ din care este constituit arcul cu foi multiple. Astfel:

$$\boxed{W=n\cdot\frac{bh^2}{6}}\ [\text{cm}^3]. \tag{7.10}$$

Introducîndu-se această valoare a modulului de rezistență $W$ în relația momentului încovoietor $M_{i\,max}$ se obține:

$$M_{i\,max}=W\sigma_{ai}=n\cdot\frac{b\cdot h^2}{6}\sigma_{ai}. \tag{7.11}$$

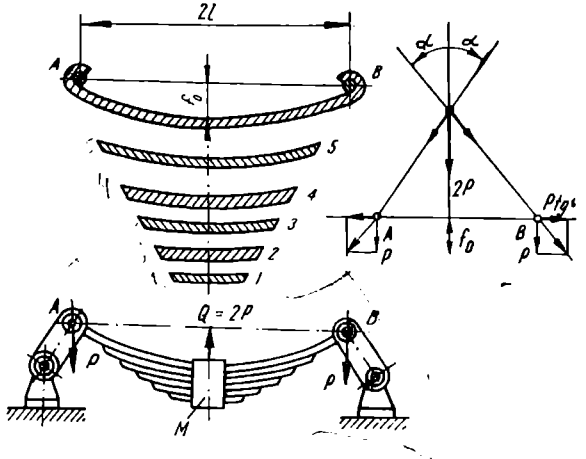



Fig. 7.7. Arc lamelar dublu cu foi multiple utilizat în construcția autovehiculelor

Considerîndu-se lamelele încastrate la mijloc (în zona de prindere cu brățara $M$), momentul de încovoiere $M_{i\,max}=M_{i1}+M_{i2}$, în care $M_{i1}=P\cdot l$ și $M_{i2}=f_0\cdot P\,tg\,\alpha$ (fig. 7.7).

Deci:

$M_{i\,max}=P(l+f_0\ tg\ \alpha)$, iar relația (7.11) devine:

$$P(l+f_0\,\text{tg}\ \alpha)=n\frac{b\cdot h^2}{6}\sigma_{ai};$$

$$n=\frac{6P(l+f_0\,\text{tg}\alpha)}{b\cdot h^2\sigma_{ai}}.\ [\text{lamele}] \tag{7.12}$$

Dimensiunile lamelelor fiind standardizate (STAS 909-62), prin calcule se determină numărul lamelelor $n$ sau efortul unitar efectiv din condiția $\sigma_i\leqslant\sigma_{ai}$. Pentru oțelurile de arc, rezistența la încovoiere se admite între limitele $\sigma_{ai}=4\,000\ldots6\,000$ kgf/cm$^2$.

## 7.4. ARCURI ELICOIDALE

După caracterul solicitării se deosebesc arcuri elicoidale de tracțiune sau de compresiune (v. fig. 7.1, *a*, *b*, *c* și fig. 7.8) și arcuri elicoidale de torsiune (fig. 7.1, *f*). Secțiunea spirei (fig. 7.1, *c*) și suprafața de înfășurare a acestuia pot avea diferite forme (fig. 7.8).

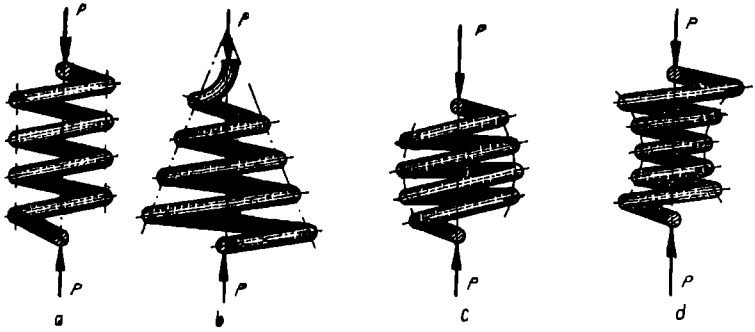



Fig. 7.8 Arcuri elicoidale. :
*a* — cilindrice ; *b* — conice ; c — elipsoidale ; *d* — parabolice.

Cele mai utilizate în construcția de mașini sînt arcurile elicoidale cilindrice solicitate la compresiune (fig. 7.9). Relațiile de dimensionare pentru aceste tipuri de arcuri sînt indicate în STAS 7067-67.

Forța de exploatare $P$ solicită secțiunea transversală a spirei la torsiune prin componenta $P_1 = P \cos \alpha$, iar la încovoiere și tracțiune prin componenta $P_2 = P \sin \alpha$. Deoarece unghiul $\alpha$ are valori mici se poate lua sin $\alpha \approx 0$. Astfel pot fi neglijate solicitările spirei la încovoiere și la tracțiune, răsucirea fiind principala solicitare a arcului. Folosindu-se notațiile din figurile 7.9 și 7.10 se poate scrie :

$$P_1 = P \cos \alpha \approx P.$$

Deci : $M_t = P \frac{D}{2} = PR$, respectiv $M_t = W\tau_t = \frac{\pi d^3}{16} \tau_{at}$ ;

Rezultă :

$$PR = P \frac{D}{2} = \frac{\pi d^3}{16} \tau_{at},$$

din care se deduce forța maximă $P_{max}$ sau diametrul $d$ :

$$P_{max} \leqslant \frac{\pi d^3}{8 D_m} \tau_{at}, \quad \text{respectiv} \quad d = \sqrt[3]{\frac{8}{\pi} D_m \frac{P_{max}}{\tau_{at}}}$$

Datorită înfășurării spirei pe suprafața cilindrului de diametru $D_1$, repartiția eforturilor unitare în secțiune este neuniformă (fig. 7.10, *b*). Acest fenomen se ia în considerație prin corectarea relației de dimensionare cu

un *coeficient de formă* $K$. Expresia acestui coeficient este $K=1+1{,}6/i$, în care $i=\frac{D_m}{d}$ este indicele arcului. Valorile indicelui $i$ (STAS 7067-67) sînt cuprinse în intervalul :

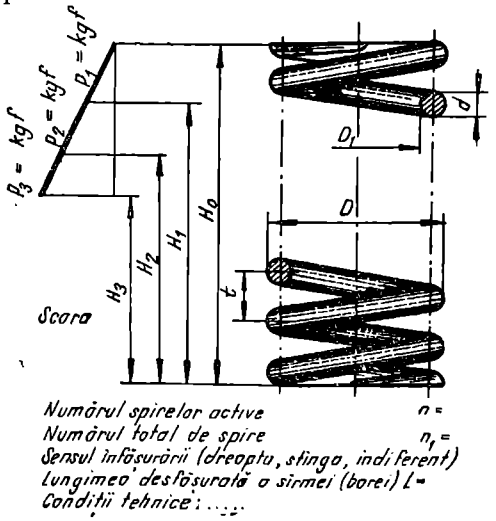



Fig. 7.9. Desenul de execuție al unui con elicoidal cilindric solicitat la compresiune.

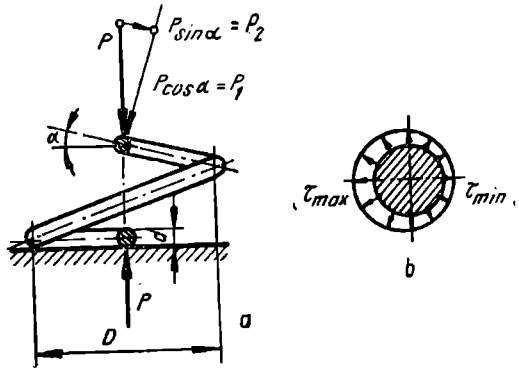



Fig. 7.10. Solicitarea arcurilor elicoidale cilindrice :

*a* — componentele forței de solicitare ; *b* — repartiția eforturilor tangențiale în secțiunea radială a spirei.

$4\leqslant i\leqslant 1{,}6$, în cazul arcurilor înfășurate la rece ;

$4\leqslant i\leqslant 10$, în cazul arcurilor înfășurate la cald.

Relația folosită la dimensionare capătă forma :

$$d=\sqrt[3]{\frac{8}{\pi}k\frac{PD_m}{\tau_{at}}}=$$

$$=\sqrt{\frac{8}{\pi}k\cdot i\frac{P}{\tau_{at}}}\ [\text{mm}] \qquad (7.13)$$

Din calcule rezultă următoarea expresie a lucrului mecanic acumulat :

$$L=K\cdot V\frac{\tau_t^2}{G},\ [\text{kgf}\cdot\text{cm}]$$

în care :

$K=\frac{1}{4}$ este coeficient de utilizare volumetrică, care arată o foarte bună utilizare volumetrică

$$\left(K=\frac{1}{4}100=25\%\right);$$

$V$ — volumul spirei arcului ;

$G$ — 800 000. . . 850 000 kgf/cm² — modulul de elasticitate transversal al oțelului.

## 7.5. ARCURI SPIRALE PLANE

Acest tip de arcuri (fig. 7.1 *g*) se construiește în special pentru acumularea energiei pe care o cedează treptat o anumită perioadă de timp. Principalul domeniu de utilizare îl constituie construcția de aparate de tipul ceasornicelor, ca : cronometre etc.

În timpul strîngerii cu forța $P$ se produce momentul încovoietor $M_i$ ;

$$M_i = P \cdot R = W\sigma_{ai} \text{ în, care } W = \frac{b \cdot h^2}{6};$$

$$\boxed{P_{max} = \frac{b \cdot h^2 \sigma_{at}}{6R}} \text{ [kgf]} \qquad (7.14)$$

Lucrul mecanic acumulat este dat de relația $L = K \cdot V\sigma_i^2/E$.

Coeficientul de utilizare volumetrică are valoare $K = \frac{1}{6} \cdot 100 = 16{,}6\%$ la fel ca arcurile lamelare triunghiulare.

## 7.6. ARCURI-BARĂ DE TORSIUNE

Arcurile din această categorie sînt solicitate în special la torsiune și utilizate ca acumulatoare ale energiei de șoc la suspensiile autovehiculelor (fig. 7.11). Din relația :

$$M_t = P \cdot l = P \cdot R = \tau_t W_p = \tau_t \frac{\pi d^3}{16},$$

rezultă :

$$\boxed{d = \sqrt[3]{\frac{16P \cdot R}{\pi \tau_{at}}}} \text{ [mm]} \qquad (7.15)$$

Energia acumulată este :

$$L = \frac{1}{4} V \frac{\tau_1^2}{G}.$$

$K = \frac{1}{4}$, ca și la arcurile elicoidale cilindrice.

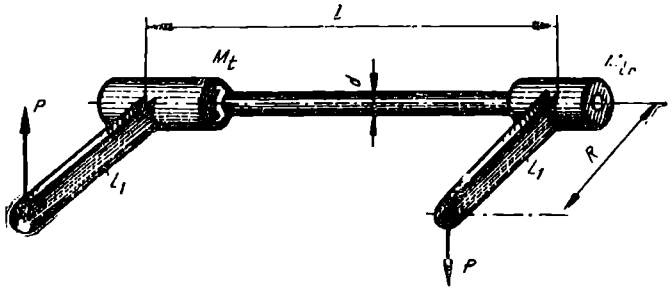



Fig. 7.11. Arc bară de torsiune.

Rezultă că arcurile bară de torsiune și cele elicoidale cilindrice sînt cele mai bune acumulatoare de energie, avînd cel mai mare coeficient de utilizare volumetrică a materialului.

În figurile 7.12 și 7.13 sînt reprezentate alte asamblări elastice cu arcuri utilizate pe scară largă în construcția de mașini.

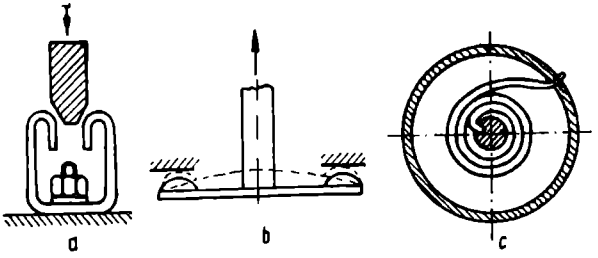



Fig. 7.12. Arcuri utilizate în construcția de aparate:
*a* — lamă pentru contact cuțit; *b* — lamă de contact dublu; *c* — arc spiral strîns în casetă.

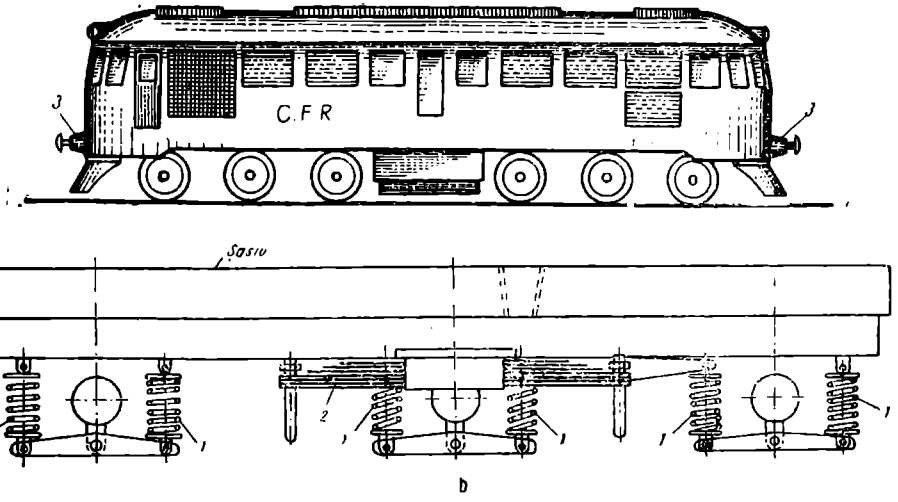



Fig. 7.13. Suspensia boghiului locomotivei:
*a* — cutia locomotivei; *b* — boghiul

# PARTEA A TREIA

# ELEMENTE PENTRU GHIDAREA MIȘCĂRII DE ROTAȚIE

Din categoria organelor folosite pentru ghidarea mișcării fac parte două grupe de elemente :

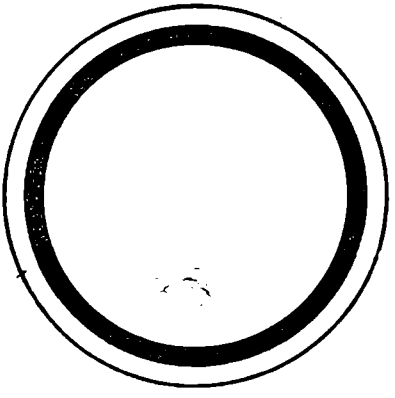
— *osiile și arborii*, ca elemente *susținute* având mișcare de rotație ;

— *lagărele*, ca elemente de *susținere* a osiilor sau a arborilor care asigură mișcarea de rotație a acestora.

Realizarea mișcării de rotație poate fi asigurată numai prin ansamblul celor două grupe de elemente susținute și de susținere care formează o legătură cinematică.

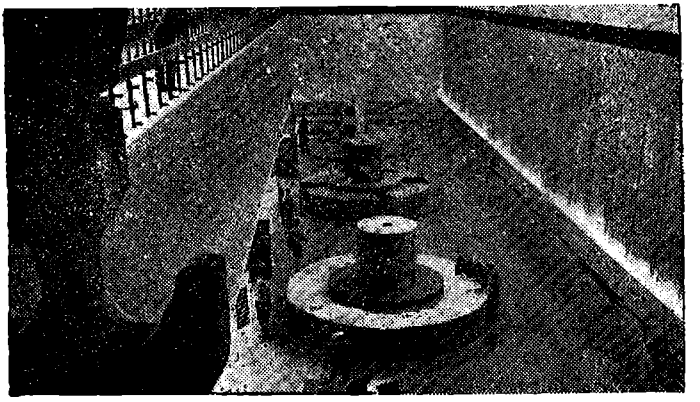
Randamentul mecanic al unei mașini este determinat în special de calitatea și precizia zonelor prin care se asigură contactul dintre arbore sau osie și lagărul conjugat. Rezultă deci obligația asigurării unei calități deosebite a acestor piese.

Marea diversitate continuă a mașinilor și mecanismelor necesită arbori și lagăre deosebit de variate, de la o bucșă simplă cuprinzătoare a unei axe tot atît de simplă, pînă la forme deosebit de complicate.



CAPITOLUL

8



# OSII ŞI ARBORI

## 8.1. DEFINIŢII. CLASIFICARE. MATERIALE. TEHNOLOGIE

*Osiile* şi *arborii* sînt organe de maşini avînd rolul de a susţine alte elemente care contribuie la transmiterea mişcării de rotaţie. De obicei, osiile şi arborii fac legătura cu alte elemente de la care primesc, respectiv la care transmit, mişcarea de rotaţie.

Osiile şi arborii drepţi sau liniari au axa geometrică longitudinală dreaptă, comună cu axa de rotaţie.

*Osiile,* avînd funcţia principală de susţinere a altor elemente cu mişcare de rotaţie, nu transmit momente de torsiune, deci sînt solicitate numai la încovoiere. Solicitarea la torsiune provine numai din frecarea în lagăre de aceea este neglijabilă în comparaţie cu solicitarea principală de încovoiere.

Deşi pot avea diferite forme constructive, osiile se clasifică de obicei în : *osii fixe,* folosite ca reazeme pentru alte elemente care se rotesc liber pe ele şi *osii mobile* ce se rotesc în reazeme împreună cu celelalte elemente fixate pe ele.

Forma constructivă şi principalele părţi ale unei osii obişnuite sînt indicate pe figura 8.1.

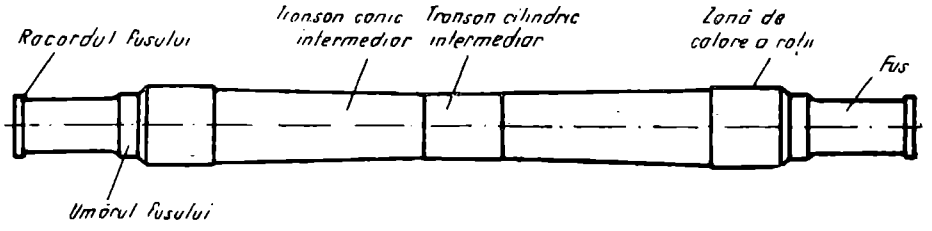



Fig. 8.1. Forma constructivă şi părţile principale ale unei osii.

*Arborii*, spre deosebire de osii, au funcția principală de transmitere a mișcării de rotație și a puterii, deci a momentului de torsiune. De obicei, arborii sînt solicitați compus la torsiune și eventual la încovoiere. Descori solicitarea principală este răsucirea.

Principalul criteriu de clasificare a arborilor drepți îl constituie deci natura solicitării. După acest criteriu se deosebesc : *arbori de torsiune* — considerați solicitați numai la torsiune — sau în principal la torsiune : *arbori solicitați compus* la torsiune și la încovoiere.

Arborii cotiți (fig. 8.2, *a*) sau cei cu came (fig. 8.2, *b*) se construiesc pentru a contribui la transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație.

*Materiale.* Principalul material din care se construiesc osiile și arborii este oțelul. Se folosesc, în special, următoarele mărci de oțel : OL 37, OL 42, OL 50, OL 60, OT 45, OT 50 OT 60, OLC 25, OLC 30, OLC 45. Se mai întrebuințează diferite mărci de oțel aliat ca : AUT 40; 41 C 10 : 41 MoC 11 etc. Fontele de calitate superioară se utilizează cînd osiile, sau arborii nu sînt puternic solicitați. Cînd sînt necesare alte proprietăți fizice (conductibilitate, comportare magnetică, posibilitate de izolare etc.) se folosesc alte materiale metalice (alamă, bronz) sau nemetalice (textolit, materiale plastice etc.).

*Indicații tehnologice.* În general, pentru construcția osiilor și arborilor se recomandă utilizarea elementelor standardizate.

În mod obișnuit, arborii și osiile se execută prin strunjire. Se pornește de la profile laminate, care apoi se strunjesc pe toată lungimea. Zona de sprijin pe lagăre se prelucrează foarte îngrijit prin rectificare, șlefuire, cromare etc. Se mai pot executa prin forjare pornind tot de la semifabricat laminat Operația de forjare pregătește semifabricatul în vederea prelucrării prin așchiere. Arborii și osiile de dimensiuni medii se execută prin turnare sau chiar prin sudare, apoi se supun prelucrărilor mecanice.

Aceste elemente se construiesc cu secțiunea plină sau cu secțiunea inelară (fig. 8.3). Cînd se construiesc cu secțiunea inelară, avînd de exemplu raportul diametrelor $D/d=2$, greutatea lor scade cu 25%, iar capacitatea de rezistență scade numai cu 6,25%.

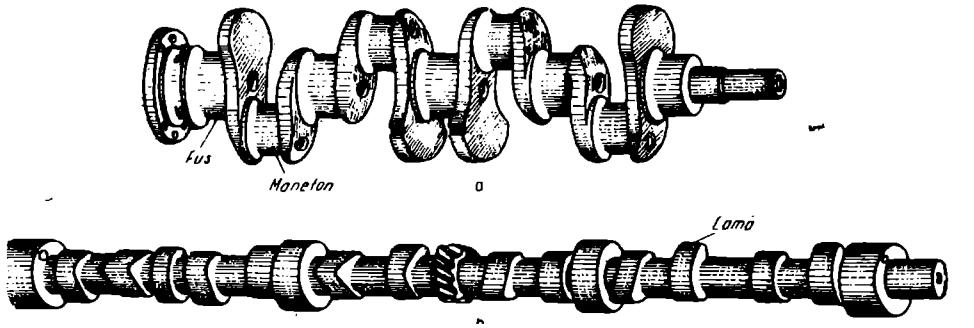



Fig. 8.2. Diverse forme de arbori :
*a* — arbore cotit ; *b* — arbore cu came.

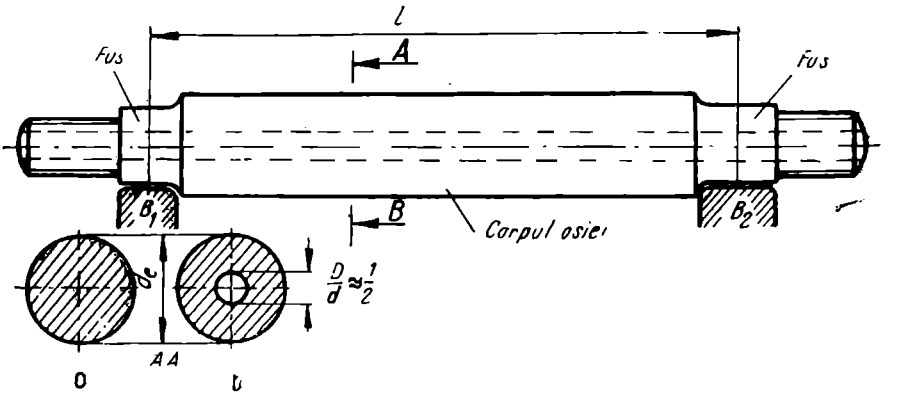



Fig. 8.3. Osie cilindrică :
a — cu secțiune plină ; b — cu secțiune inelară :

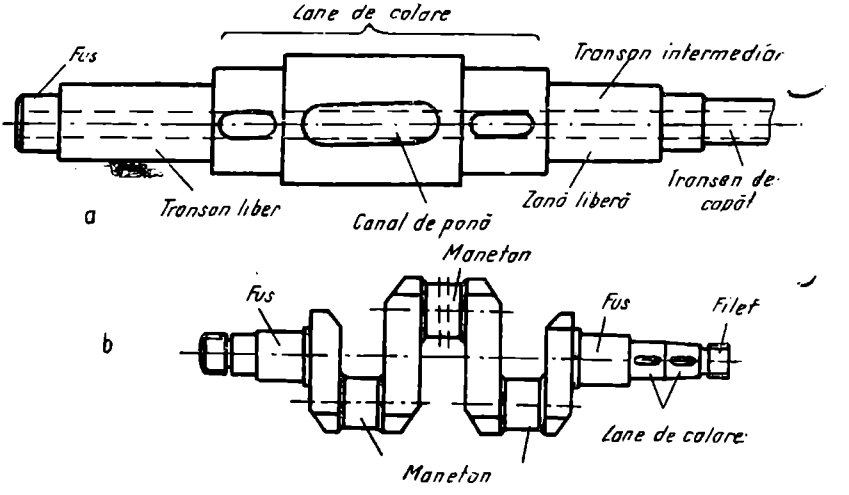



Fig. 8.4. Forme constructive și părți principale ale arborilor :
a — arbore drept cu formă obișnuită ; b — arbore cotit.

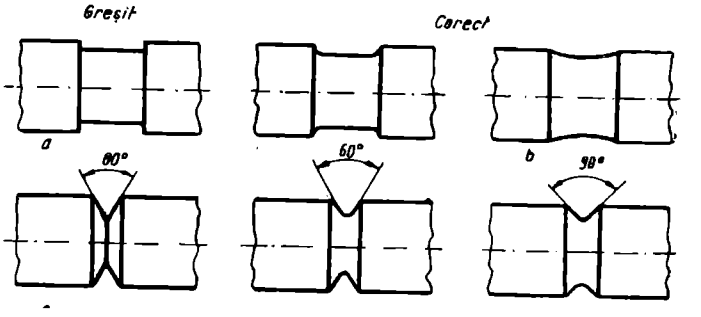



Fig. 8.5. Execuția corectă și cea incorectă a zonelor de trecere de la un diametru la altul al arborelui sau osiei.

Secțiunea plină este însă mai utilizată, deoarece se execută mai ușor.

Părțile principale ale arborilor sînt : fusurile, zonele de *calare* și *tronsoanele intermediare* (fig. 8.4, *a*). În cazul arborilor cotiți (fig. 8.4, *b*) fusurile intermediare se numesc *manetoane*.

Canalele de pană, necesare fixării pieselor pe arbore, se recomandă a fi executate în același plan și cu aceeași lățime cînd este posibil (fig. 8.4, *a*)

Indiferent de forma geometrică a arborilor sau osiilor, fusurile sînt cilindrice, conice sau sferice (v. fig. 8.14).

Trecerea de la o secțiunea la alta a arborilor sau a osiilor se face cît mai lin, cu raze de racordare corespunzătoare reducerii maxime a efectului de concentrare a eforturilor unitare (fig. 8.5, *a—b*). În anexa 2 sînt indicate alte forme moderne ale unor arbori și ale altor organe de mașini.

## 8.2. CALCULUL OSIILOR

Osiile sînt solicitate la încovoiere, calculele de dimensionare pornesc de la condițiile concrete de încărcare. Dacă dimensiunile principale sînt cunoscute sau determinate constructiv, osiile se verifică la rezistența de încovoiere.

Considerîndu-se cazul unei osii încărcate cu forța $F$ ca în figura 8.6, reacțiunile din reazemele $A$ și $B$ sînt egale ($R_A = R_B = F/2$). Momentul încovoietor este maxim $M_{imax}$, în dreptul forței $F$ avînd valoarea $M_i = F/2 \times l/2 = Fl/4$.

În ipoteza osiei cu secțiunea circulară, modulul de rezistență $W = \pi d^3/32$ iar diametrul rezultă din relația :

$$M_i = W\sigma_{at} = \frac{\pi d^3}{32}\sigma_{at} \approx 0{,}1 d^3 \sigma_{at} ;$$

deci :

$$\boxed{d = \sqrt[3]{\frac{10M_i}{\sigma_{at}}}} \qquad (8.1)$$

Secțiunea osiei poate fi constantă cu același diametru $d$ numai în cazul solicitărilor mici. În celelalte cazuri, secțiunea uniformă nu este economică (osii grele cu risipă de material). Deci, în cazul unor solicitări mari, forma exterioară a osiei trebuie să corespundă variației longitudinale a momentului încovoietor (fig. 8.6 *b*) și va avea forma punctată din figura 8.6, *a*. O astfel de osie ar corespunde formei solidului de egală rezistență, ceea ce este dificil de construit cu mijloacele obișnuite. De aceea, osiile puternic solicitate se construiesc din tronsoane cilindrice și conice (v. fig. 8.1).

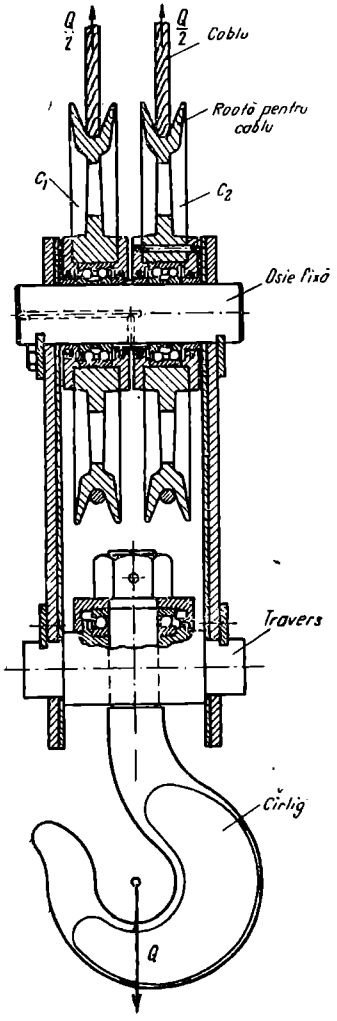
**Exemplu de calcul**

Considerîndu-se dispozitivul cu cablu și role folosit pentru ridicarea cu macaraua (fig. 8.7), se cere să se dimensioneze osia fixă în cazul ridicării unor sarcini maxime de 10 tf.

*Rezolvare.* Urmărindu-se reprezentarea dispozitivului din figură rezultă schema încărcării osiei (fig. 8.8, *a*) și repartiția egală pe cele două reazeme ale sarcinii $Q$, astfel: $R_1 = R_2 = Q/2$. Momentele încovoietoare maxime se produc la jumătatea rolelor $C_1$, $C_2$ (fig. (fig. 8.8, *b*), sînt egale și au valoarea:

$$M_{i\,max} = M_{i1} = M_{i2} = R_1 a = \frac{Q}{2} a = \frac{10\,000}{2} \times 5 = 25\,000 \text{ kgf·cm}.$$

Alegîndu-se materialul OL 60 cu $\sigma_c = 3\,000$ kgf/cm² (*Anexa 1*) și un coeficient de siguranță $C + 3$, rezistența admisibilă la încovoiere este $\sigma_{at} = 1{,}2\sigma_t = 1{,}2$. $\sigma_c/C = 1{,}2 \times 3\,000/3 = 1\,200$ kgf/cm².



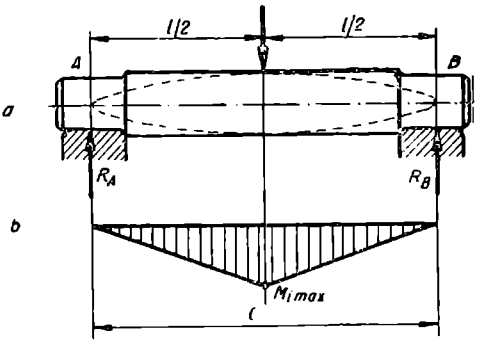




Fig. 8.6. Schema încărcării și diagrama momentului încovoietor $M_i$ al unei osii.

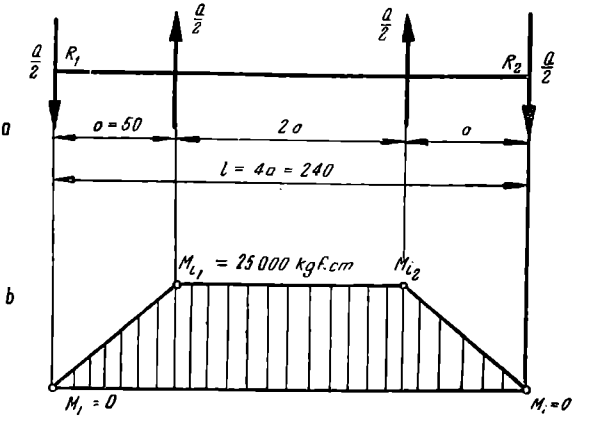



Fig. 8.7. Dispozitiv pentru ridicarea cu macaraua.

Fig. 8.8. Schema încărcării și diagrama momentelor osiei dispozitivului din fignra 8.7.

Aplicîndu-se relația (8.1) rezultă diametrul $d$ al osiei:

$$d=\sqrt[3]{\frac{10M_t}{\sigma_{at}}}=\sqrt[3]{\frac{10\times 25\,000}{1\,200}}=\sqrt[3]{240}\approx 6 \text{ cm}=60 \text{ mm}.$$

Deși osia este puternic solicitată, din considerente constructive, rezultă că ea poate avea secțiunea constantă pe întreaga lungime $l$.

## 8.3. CALCULUL ARBORILOR

Metoda generală de calcul al arborilor are în vedere faptul că ei sînt supuși la solicitări compuse — încovoiere, torsiune, eventual și compresiune. Dimensionarea directă prin evaluarea precisă a turor solicitărilor este dificilă. De aceea, dimensiunile aproximative ale arborilor se stabilesc printr-un calcul simplificator, pe baza rezistenței de torsiune, apoi se verifică luînd în considerație celelalte solicitări. În funcție de rolul funcțional și de forma lor, unii arbori se verifică la oboseală, la rigiditate și la turația critică.

### 8.3.1. CALCULUL LA TORSIUNE

Numeroși arbori sînt solicitați în principal la torsiune, astfel încît încovoierea fiind mult mai mică poate fi neglijată. Un astfel de caz îl constituie de exemplu, arborii de transmisie de la translația podurilor rulante.

Asemenea arbori se dimensionează pe baza rezistenței admisibile la torsiune $\tau_{at}$, aplicîndu-se relația cunoscută:

$$M_t=W\tau_{at}. \tag{8.2}$$

Este însă mai comod să se tranforme această relație în funcție de puterea necesară a fi transmisă $N$, în CP — cunoscută sau dată și de turația arborelui $n$, în rot/min, de asemenea cunosută sau dată anterior, astfel:

$$M_t=71\,620\frac{N}{n}$$

Modulul de rezistență polar $W_p$, pentru secțiuni circulare are expresia:

$$W_p=\frac{\pi d^3}{16}\approx 0{,}2\ d^3.$$

Egalîndu-se cele două relații pentru $M_t$ și înlocuindu-se $W_p$ se obține:

$$71\,620\frac{N}{n}=0{,}2d^3\tau_{af}$$

Deci:

$$d=\sqrt[3]{\frac{71\,620}{0{,}2\tau_{at}}\frac{N}{n}}=\sqrt[3]{\frac{5\times 71\,620}{\tau_{at}}}\sqrt[3]{\frac{N}{n}}=K\sqrt[3]{\frac{N}{n}}\ [\text{cm}], \tag{8.3}$$

Rezultă că pentru dimensionarea arborelui trebuie ales materialul, adică trebuie cunoscută valoarea numerică a coeficientului constant $K=\sqrt[3]{\frac{5\times 71\,620}{\tau_{at}}}$ Valorile acestui coeficient se determină în funcție de $\tau_{at}$ și se găsesc în tabele. De exemplu:

| $\tau_a$, în kgf/cm² | 100 | 150 | 200 | 300 | 400 | 500 | 700 | 900 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $K$ | 15,4 | 13,5 | 12,1 | 10,7 | 9,7 | 9 | 8,05 | 7,4 |

**Exemplu de calcul**

Să se determine diametrul unui arbore de torsiune, construit din oțel (OL 50) capabil să transmită o putere $N=60$ CP, cu o turație $n=100$ rot/min, avînd porniri și opriri frecvente.

Din anexa 1 rezultă la OL 50, $\tau_0=1\,700$ kgf/cm². S-a considerat cazul II de solicitare datorită pornirilor și opririlor frecvente. În ipoteza secțiunii uniforme — fără concentrator — rezistența admisibilă este $\tau_{0a}=\tau_0/C=1\,700/2,2=728$ kgf/cm². La această valoare corespunde $K\approx 8$.

Aplicîndu-se relația (8.3) se obține:

$$d=K\sqrt[3]{\frac{N}{n}}=8\sqrt[3]{\frac{60}{100}}\approx 7 \text{ cm}=70 \text{ mm}.$$

### 8.3.2. CALCULUL LA DEFORMAȚII TORSIONALE

Oricît de judicios s-ar efectua calculele de dimensionare ale arborilor pe baza rezistenței admisibile la torsiune $\tau_{at}$, rezultatele obținute pe această cale nu sînt totdeauna satisfăcătoare din punct de vedere funcțional. Limitarea deformațiilor torsionale se aplică arborilor cu lungimi mari în raport cu diametrul $d$; aceștia trebuie să îndeplinească anumite condiții de rigiditate, adică deformația unghiulară $\theta$ d toriă momentului de torsiune $M_t$, trebuie să fie mai mică decît deformația unghiulară admisibilă $\theta_a$ (grade), cu care se poate roti o secțiune a arborelui în raport cu altă secțiune situată la distanța $l$ (cm).

Deformația unghiulară efectivă $\theta$ se determină cu relația cunoscută din rezistența materialelor.

$$\theta=\frac{180^\circ}{\pi}\cdot\frac{lM_t}{G\cdot I_p}\leqq\theta_a, \tag{8.4}$$

unde:

$G$ este modulul de elasticitate transversal;

$I_p$ — momentul de inerție polar (pentru secțiuni circulare $I_p=\pi d^4/32$).

Înlocuindu-se aceste valori în relația (8.4) se obține diametrul $d$:

$$\theta = \frac{180^0}{\pi}\frac{32lM_t}{\pi G d^4}; \qquad \text{deci} \qquad d = \sqrt[4]{\frac{180 \cdot 32lM_t}{\pi^2 \cdot G \cdot \theta_a}}$$

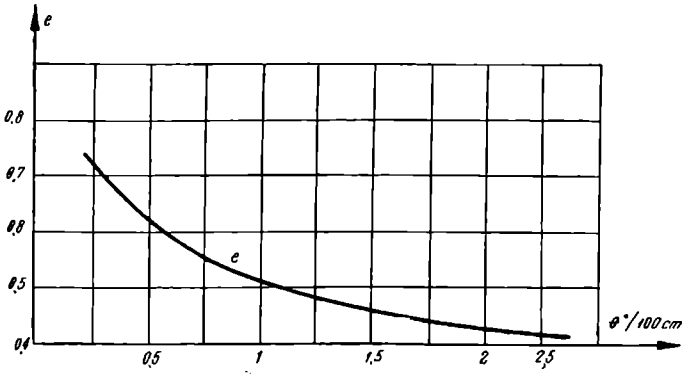



Fig. 8.9. Diagrama variației coeficientului de rigiditate $e$ în funcție de deformațiile torsionale $\theta$.

În practică se cunoaște puterea necesară a fi transmisă $N$ (CP) și turația arborelui $n$ (rot/min). După cum se știe din mecanica tehnică, expresia momentului poate fi pusă sub forma:

$$M_t = 71\,620\,\frac{N}{n}\,[\text{kgf}\cdot\text{cm}]. \tag{8.6}$$

Substituindu-se această valoare în relația (8.5) rezultă:

$$d = \sqrt[4]{\frac{180 \cdot 32 \cdot l}{\pi_2 \cdot G \cdot \theta}} \cdot \sqrt{71\,620} \cdot \sqrt[4]{\frac{N}{n}} = e\sqrt[4]{\frac{N}{n}}\,[\text{cm}], \tag{8.7}$$

$$\boxed{d = e\sqrt[4]{\frac{N}{n}}}$$

Coeficientul numeric $e$ caracterizează rigiditatea arborelui în funcție de modulul de elasticitate al materialului, de lungimea arborelui și de deformația admisibilă. Valorile acestui coeficient se iau din diagrame (fig. 8.9) întocmite pentru arbori din oțel ($G$=830 000 kgf/cm²) cu o lungime de 100 cm în funcție de deformația elastică admisibilă $\theta$.

### 8.3.3. ARBORI SOLICITAȚI LA TORSIUNE ȘI LA ÎNCOVOIERE

*Cazul forțelor de încovoiere cuprinse în același plan.* Pentru dimensionarea arborilor solicitați în același timp la torsiune și la încovoiere, se determină

mai întîi valorile momentelor $M_i$, $M_t$, apoi a momentului redus, iar pentru dimensionare se aplică relaţia (8.1), astfel:

$$d=\sqrt[3]{\frac{10}{\sigma_{at}}M_{red}},\ \text{în care}\ M_{red}=\sqrt{M_i^2+(\alpha M_t)^2}. \tag{8.8}$$

Majoritatea arborilor sînt solicitaţi de momente încovoictoare $M_i$, care variază alternant-simetric şi de momente de torsiune $M_t$ variabile după alt ciclu de solicitare, de exemplu după cazul II de solicitare (ciclu pulsant nul). Pentru ca rezultatele obţinute cu relaţia (8.8) să nu fie eronate în relaţia (8.8) se introduce *coeficientul de corecţie* $\alpha<1$ astfel:

$$\alpha=\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_0} \tag{8.9}$$

iar relaţia de dimensionare a arborelui solicitat la torsiune şi la încovoiere devine:

$$d=\sqrt[3]{\frac{10}{\sigma_{at}}\sqrt{M_i^2+(\alpha M_t)^2}},$$

sau

$$d^3=\frac{10}{\sigma_{at}}\sqrt{M_i^2+(\alpha M_t)^2} \tag{8.10}$$

De obicei, atît la arbori cît şi la osii se neglijează solicitările la forfecare, care însoţesc inevitabil încovoierile, ca fiind foarte mici.

**Exemplu de calcul**

Să se dimensioneze arborele transmisiei din figura 8.10, *a* fiind cunoscute datele din figură şi următoarele elemente: $N=45$ CP, $n=250$ rot/min, $a=b=c\approx a=250$ mm, OL 42 ($\sigma_{-1}=20$ kgf/mm² şi $\sigma_0=29$ kgf/mm², deci $\alpha=20/29=0{,}69$; $\alpha^2\approx 0{,}5$), în ipoteza acţiunii coplanare a forţei transmisiei cu curea $P_c$ şi a forţei radiale $P_r$ a angrenajului.

*Rezolvare.* Pentru datele problemei corespunde schema de încărcare a arborelui, reprezentată în figura 8.10 *b*.

Momentul de torsiune $M_t$ (fig. 8.10, *c*) are valoarea:

$$M_t=71\,620\frac{N}{n}=\frac{71\,620\cdot 45}{250}=12\,900\ \text{kgf}\cdot\text{cm}.$$

Reacţiunile din lagărele $A$ şi $B$ sînt $R_A$ şi $R_B$.

$$R_A=\frac{P_r\cdot a+P_c\cdot 3a}{2a}=\frac{100+3\cdot 50}{2}=125\text{kgf};$$

$$R_B=\frac{P_r\cdot a-P_c\cdot a}{2a}=\frac{100-50}{2}=25\ \text{kgf}.$$

În dreptul lagărului $A$, momentul încovoietor este $M_{i_1}$ iar în dreptul lagărului $B$ este $M_{i_2}$

$$M_{i_1}=P_c\cdot a=50\times 25=1\,250\ \text{kgf}\cdot\text{cm};$$

$$M_{i_2}=-P_r\cdot a=-100\times 25=-2\,500\ \text{kgf}\cdot\text{cm}.$$

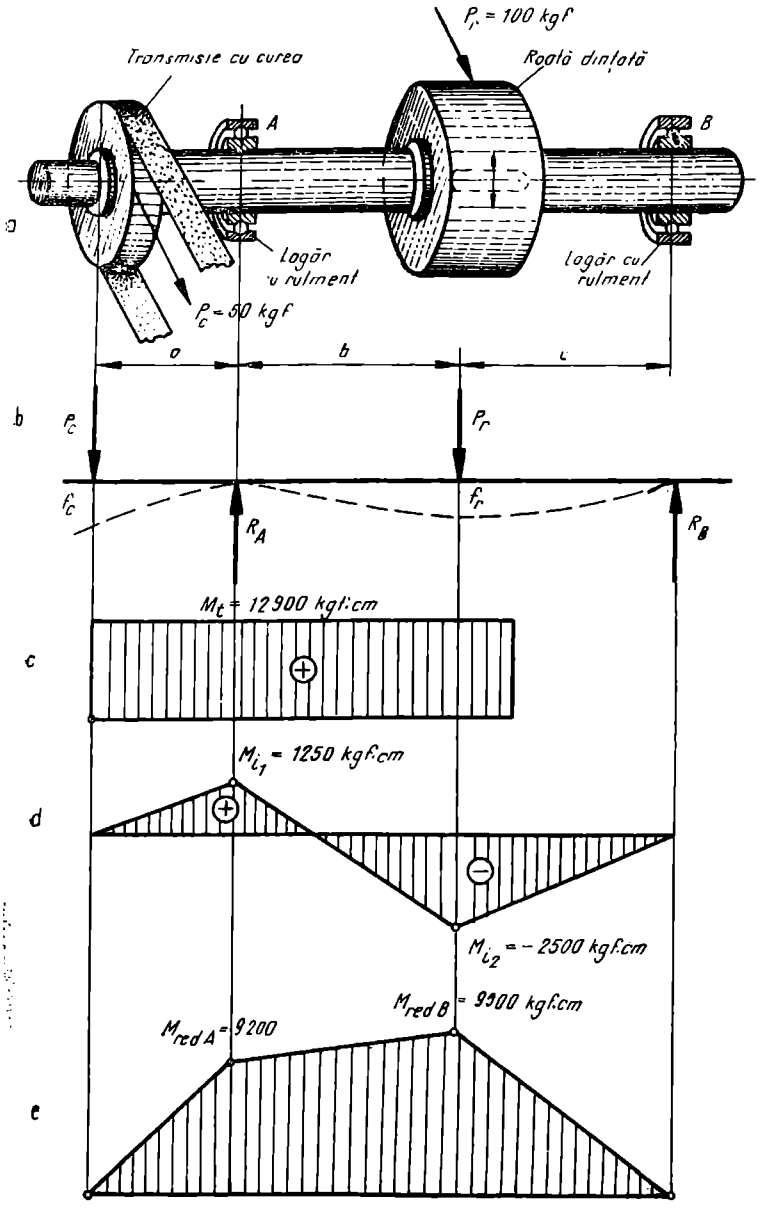



Fig. 8.10. Arborele unei transmisii cu curea și cu roți dințate :
*a* — schema parțială a transmisiei ; *b* — schema încărcării ; *c* — schema momentului de torsiune ; *d* — diagrama momentelor încovoietoare, *e* — diagrama momentului redus.

Variația acestor momente este indicată pe figură (poz. *d*), iar a momentelor reduse pe ultima diagramă (poz. *e*).

$$M_{redA}=\sqrt{M_{i1}^2+(\alpha M_t)^1}=\sqrt{1\,250^2+0{,}5\cdot 12\,900^2}\approx 9\,200 \text{ kgf}\cdot\text{cm};$$

$$M_{red\ B}=\sqrt{M_{i2}^2+(\alpha M_t)^2}=\sqrt{(-2\,500)^2+0{,}5\cdot 12\,900^2}\approx 9\,500 \text{ kgf}\cdot\text{cm}.$$

Diametrele arborelui $d_A$ și $d_B$ se determină cu relația (8.10) pe baza rezistenței admisibile $\sigma_a=\sigma_{-1}/C=1\,000$ kgf/cm²;

$$d_A=\sqrt[3]{\frac{10}{\sigma_{ai}}M_{redA}}=\sqrt[3]{\frac{10}{1\,000}\times 9\,200}=\sqrt[3]{92}\approx 4{,}5 \text{ cm}=45 \text{ mm};$$

$$d_B=\sqrt[3]{\frac{10}{\sigma_{ai}}M_{redB}}=\sqrt[3]{\frac{10}{1\,000}9\,500}=\sqrt[3]{95}\approx 4{,}56 \text{ cm}=46 \text{ mm}.$$

Diferența diametrelor fiind mică se poate aproxima $d_A\approx d_B=d$ și lua la valoarea diametrelor standardizate $d=50$ mm.

*Cazul forțelor de încovoiere cuprinse în plane diferite.* Se presupune arborele unei transmisii cu curele (fig. 8.11, *a*) care primește mișcarea și puterea de la roata *1* care solicită arborele la încovoiere prin forța orizontală $P_1$ și o transmite prin roata *2*, schimbîndu-i direcția cu unghiul $(\pi/2-\alpha)$ sub care forța rezultantă $P_2$ încovoaie arborele.

Calculele se simplifică dacă se descompun forțele $P_1$ și $P_2$ după direcții cuprinse în două plane perpendiculare, astfel încît cel puțin una din forțe să fie cuprinsă într-un plan; de exemplu, forța $P_1$ este cuprinsă în planul orizontal.

În cazul concret al transmisiei din figura 8.11, în *planul vertical* acționează forța $P_v=P_2\cdot\cos\alpha$ (fig. 8.11, *b*). Diagrama de variație a momentului încovoietor corespunzător acestei forțe este reprezentată prin poziția *c* din figură.

În *planul orizontal* acționează forța $P_1$ și componenta $P_H=P_1\sin\alpha$. Schema încărcării și a momentelor se pot urmări pe figura 8.11, *d*, *e*. După ce se determină reacțiunile: $R_{VA}$, $R_{VB}$, $R_{HA}$, $R_{HB}$ și momentele încovoietoare corespunzătoare $M_{ivmax}$, $M_{i1H}$ $M_{i2H}$ se calculează momentul încovoietor rezultant în secțiunea periculoasă, astfel:

$$M_{irez}=\sqrt{M_{ivmax}^2+M_{iH2}^2} \qquad (8.11)$$

Momentul redus cu ajutorul căruia se determină diametrul este:

$$M_{red}=\sqrt{M_{irez}^2+(\alpha M_t)^2}.$$

În continuare, calculele se efectuează ca în cazul precedent al acțiunii tuturor forțelor în același plan (fig. 8.11, *f*, *g*). Deci cînd forțele care produc momente încovoietoare acționează în plane diferite, particularitatea calculelor constă numai în determinarea momentului încovoietor rezultant $M_{irez}$.

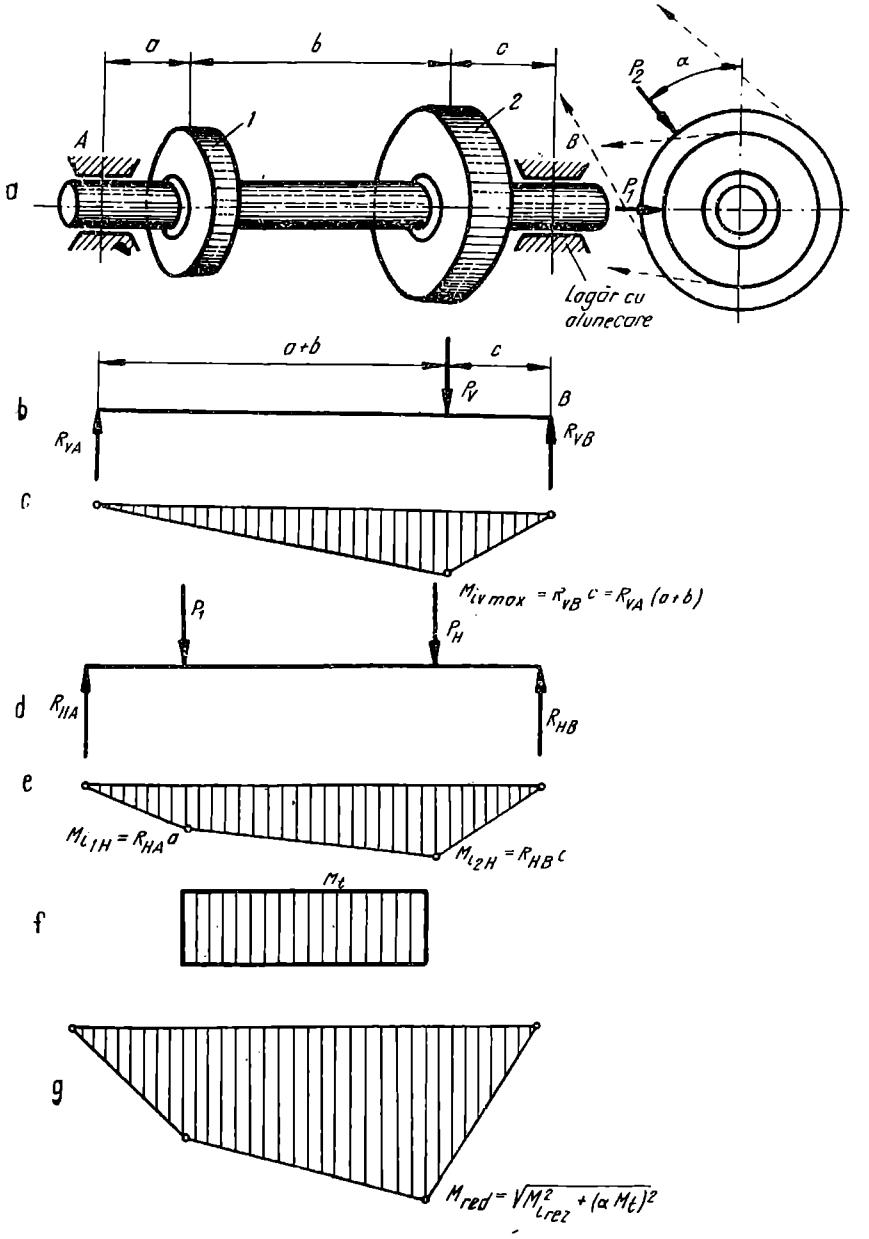



**Fig. 8.11.** Arborele unei transmisii prin curele cu acțiunea forțelor în plane diferite *a* — arborele unei transmisii cu curele ; *b*, *c* — schema încărcării în planul orizontal și diagrama momentelor ; *d*, *e* — schema încărcării și diagrama momentelor în planul vertical ; *f* — diagrama momentului de torsiune ; *g* — diagrama momentului redus.

### 8.3.4. VERIFICAREA LA OBOSEALĂ

Verificarea rezistenței la oboseală nu se aplică osiilor fixe, ci numai osiilor rotative și arborilor. Osiile rotative și arborii sînt organe de mașini supuse la solicitări variabile, deseori în cazul III de solicitare (ciclu alternant simetric); de aceea — după dimensionare — necesită verificarea rezistenței la oboseală în toate secțiunile periculoase.

Verificarea rezistenței la oboseală poate fi redusă la calculul coeficienților de siguranță $C$, aplicîndu-se relațiile (1.4) și (1.5) indicate și în tabela 1.3 și valorile: $\beta_k$, $\varepsilon$, $\gamma$, care influențează rezistența pieselor reale supuse la solicitări variabile.

Pentru arbori și osii rotative, valorile cele mai uzuale ale coeficienților $\beta_{k\sigma}$, $\beta_{k\tau}$, $\varepsilon_\sigma$, $\varepsilon_\tau$, $\gamma_\sigma$, $\gamma_\tau$, sînt reprezentate în diagrame sau indicate în tabele (tab. 8.1, 8.2, și 8.3).

**Exemplu de calcul**

Să se determine coeficientul de siguranță în zona canalului de pană corespunzător diametrului $\varnothing = 38$ mm, pentru arborele din figură 8.12, cu porniri frecvente, executat din OL 50 și rotit cu $n = 150$ rot/min. Întreaga porțiune cu diametrul $d = 38$ mm transmite o putere $N = 5$ CP, iar încovoierea din această porțiune este neglijabilă.

*Rezolvare.* În funcționarea de regim, arborele fiind supus la porniri și opriri dese, se consideră solicitat la torsiune în cazul II — $\tau_0$ (ciclu pulsant nul).

1) Pentru determinarea coeficientului de siguranță $C$ se aplică relația:

$$C = \frac{\tau_{0p}}{\tau_{0t}} = \frac{\tau_{0tp}}{\tau_{0t}}.$$

2) Rezistența efectivă $\tau_{0p} = \tau_{0tp}$ a arborelui rezultă din relația (8.2) adică $M_t = W_p \tau_{0t}$, care poate fi scrisă sub forma:

$$71\,620 \frac{N}{n} = \frac{\pi d^3}{32} \tau_{0tp}$$

Deci:

$$\tau_{0tp} = \frac{32 \cdot 71\,620 \cdot N}{\pi n \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 71\,620 \cdot 5}{3{,}14 \cdot 150 \cdot 3{,}8^3} = 440 \text{ kgf/cm}^2 = 4{,}4 \text{ kgf/mm}^2.$$

3) Rezistența limită la oboseală a materialului arborelui în secțiunea menționată a canalului de pană se obține aplicîndu-se relația:

$$\tau_{0t} = \frac{\tau_0}{K_\tau} = \frac{\tau_0}{\frac{\beta k\tau}{\varepsilon_\tau \gamma_\tau}} = \frac{\varepsilon_\tau \gamma_\tau \tau_0}{\beta_{k\tau}} = \frac{0{,}74 \cdot 0{,}88 \cdot 1\,700}{1{,}4} \approx 790 \text{ kgf/cm}^2.$$

unde: $\tau_0 = 17$ kgf/mm (*anexa 1*); $\beta_k\tau = 1{,}4$ (*tabela 8.1* — ultimul rînd); $\varepsilon_\tau = 0{,}74$ (*tabela 8.2* — ultimul rînd); $\gamma_\tau = 0{,}88$ (*tabela 8.3* — rîndul 4, asimilîndu-se suprafața canalului pe pană cu o suprafață degroșată prin strunjire).

*Tabela 8.1*

**Coeficienții efectivi de concentrare βkσ și βkτ pentru arborii crestați**

| | $\sigma_r$ kgf/mm² | Raportul $\frac{r}{d}$ | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 0,01 | 0,02 | 0,03 | 0,05 | 0,10 | 0,01 | 0,02 | 0,03 | 0,05 |
| | | Raportul $\frac{t}{r} = \frac{D-d}{2r} = 1$ | | | | | Raportul $\frac{D-d}{2r} = 2$ | | | |
| Încovoiere βkσ | 50 | 1,93 | 1,84 | 1,77 | 1,66 | 1,48 | 2,15 | 2,05 | 1,97 | 1,85 |
| | 70 | 2,04 | 1,95 | 1,87 | 1,77 | 1,55 | 2,27 | 2,17 | 2,08 | 1,97 |
| | 90 | 2,15 | 2,06 | 1,97 | 1,88 | 1,62 | 2,39 | 2,28 | 2,19 | 2,09 |
| | 120 | 2,31 | 2,22 | 2,12 | 2,04 | 1,73 | 2,57 | 2,49 | 2,36 | 2,27 |
| | | Raportul $\frac{D-d}{2r} = 3$ | | | | | Raportul $\frac{D-d}{2r} = 5$ | | | |
| | 50 | 2,36 | 2,25 | 2,16 | — | — | 2,47 | 2,35 | — | — |
| | 70 | 2,50 | 2,38 | 2,28 | — | — | 2,64 | 2,49 | — | — |
| | 90 | 2,63 | 2,51 | 2,41 | — | — | 2,81 | 2,63 | — | — |
| | 120 | 2,84 | 2,71 | 2,59 | — | — | 3,07 | 2,84 | — | — |
| Torsiune βkτ | 50 | 1,70 | 1,60 | 1,52 | 1,40 | 1,20 | | | | |
| | 70 | 1,90 | 1,77 | 1,67 | 1,52 | 1,26 | | | | |
| | 90 | 2,10 | 1,94 | 1,82 | 1,63 | 1,31 | | | | |
| | 120 | 2,40 | 2,20 | 2,05 | 1,81 | 1,40 | | | | |

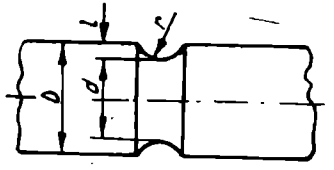


*Tabela 8.1* (continuare)

**Coeficienţii efectivi de concentrare $\beta k\sigma$; $\beta k\tau$ în zona racordării arborilor (după Serensen S.V.)**

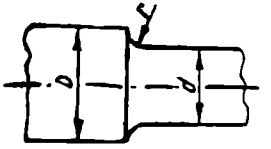
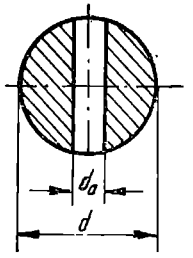
| | $\sigma_r$ kgf/mm² | Raportul $\frac{r}{d}$ | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Încovoiere $\beta k\sigma$ | | 0,01 | 0,02 | 0,03 | 0,05 | 0,10 | 0,01 | 0,02 | 0,03 | 0,05 |
| | | Raportul $\frac{D-d}{2r}=1$ | | | | | Raportul $\frac{D-d}{2r}=2$ | | | |
| | 50 | 1,36 | 1,44 | 1,63 | 1,59 | 1,44 | 1,54 | 1,81 | 1,82 | 1,76 |
| | 70 | 1,40 | 1,49 | 1,71 | 1,69 | 1,55 | 1,59 | 1,91 | 1,94 | 1,88 |
| | 90 | 1,43 | 1,54 | 1,80 | 1,78 | 1,64 | 1,64 | 2,01 | 2,05 | 2,01 |
| | 120 | 1,49 | 1,62 | 1,92 | 1,93 | 1,83 | 1,72 | 2,16 | 2,23 | 2,19 |
| | | Raportul $\frac{D-d}{2r}=3$ | | | | | Raportul $\frac{D-d}{2r}=5$ | | | |
| | 50 | 1,90 | 1,96 | 1,96 |  | | 2,12 | 2,16 | — | — |
| | 70 | 1,99 | 2,08 | 2,10 | | | 2,23 | 2,30 | — | — |
| | 90 | 2,08 | 2,19 | 2,23 | | | 2,34 | 2,45 | — | — |
| | 120 | 2,21 | 2,37 | 2,44 | | | 2,50 | 2,66 | — | — |
| Torsiune $\beta k\tau$ | | Raportul $\frac{D-d}{2r}=1$ | | | | | Raportul $\frac{D-d}{2r}=2$ | | | |
| | 50 | 1,28 | 1,37 | 1,40 | 1,43 | 1,38 | 1,39 | 1,55 | 1,54 | 1,53 |
| | 70 | 1,29 | 1,37 | 1,44 | 1,46 | 1,42 | 1,42 | 1,59 | 1,59 | 1,59 |
| | 90 | 1,30 | 1,38 | 1,47 | 1,50 | 1,45 | 1,44 | 1,62 | 1,64 | 1,65 |
| | 120 | 1,32 | 1,42 | 1,52 | 1,54 | 1,50 | 1,47 | 1,68 | 1,71 | 1,74 |
| | | Raportul $\frac{D-d}{2r}=3$ | | | | | Raportul $\frac{D-d}{2r}=5$ | | | |
| | 50 | 1,57 | 1,62 | 1,65 | — | — | 2,18 | 2,08 | — | — |
| | 70 | 1,61 | 1,69 | 1,72 | — | — | 2,30 | 2,17 | — | — |
| | 90 | 1,66 | 1,75 | 1,77 | — | — | 2,42 | 2,26 | — | — |
| | 120 | 1,73 | 1,86 | 1,88 | — | — | 2,60 | 2,40 | — | — |

*Tabela 8.1* (continuare)

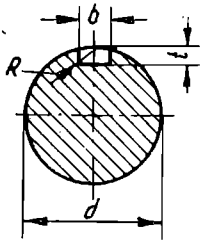
| $\sigma_r$ kgf/ mm² | $\frac{d_0}{d}$ | | |
|---|---|---|---|
| | 0,05-0,1 | 0,15—0,25 | 0,05—0,25 |
| | $\beta k\sigma$ | | $\beta k\tau$ |
| ⩽70 | 2,00 | 1,8 | 1,75 |
| 90 | 2,15 | 1,9 | 1,90 |
| ⩾100 | 2,30 | 2,1 | 2,00 |




Arbori solicitați la răsucire, având canale de pană cu colțuri rotunjite

$$\tau = \frac{16M_t}{\pi d^3}$$

$$\tau_{max} = K\tau$$




R=0,25d
t=0,125d

| $R/t$ | 0,1 | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | — |
|---|---|---|---|---|---|---|
| $K$ | 3,8 | 3,2 | 2,4 | 2,0 | 1,8 | — |

Coeficienți efectivi de concentrare $\beta k\sigma$ și $\beta k\tau$ în zona canalelor de pană și a arborilor canelați

| Coeficientul efectiv de concentrare | $\sigma_r$ kgf/mm2 | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | 50 | 60 | 70 | 80 | 100 |
| $\beta k\sigma$ | 1,6 | 1,75 | 1,9 | 2,0 | 2,3 |
| $\beta k\tau$ | 1,4 | 1,5 | 1,7 | 1,9 | 2,2 |

*Tabela 8.2*

**Valorile coeficientului dimensional ε în intervalul de la 100 la 200 mm**

| Materialul | | Diametrul | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | 10 | 15 | 20 | 30 | 40 | 50 | 70 | 100 | 150 | 200 |
| Oțel-carbon | $\varepsilon_\sigma$ | 0.98 | 0,95 | 0,92 | 0,88 | 0,85 | 0,81 | 0,76 | 0,70 | — | 0,61 |
| Oțel aliat | $\varepsilon_\sigma$ | 0,94 | 0,87 | 0,83 | 0,77 | 0,73 | 0,70 | 0,65 | 0,59 | — | 0,52 |
| Diferite mărci de oțel | $\varepsilon_\tau$ | 0,94 | 0,87 | 0,83 | 0,77 | 0,73 | 0,70 | 0,65 | 0,59 | — | 0,52 |

*Tabela 8.3*

**Valorile medii ale factorului de calitate a suprafeței $\gamma_\sigma$ pentru piese solicitate la încovoiere**

*Gradul de precizie a prelucrării mecanice*

| Starea suprafeței | $\sigma_r$ kgf/mm² | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 30 | 40 | 50 | 60 | 80 | 100 | 120 | 140 | 150 |
| lustruită fin | I | | | | | | | | |
| șlefuită (2...5 μm) | 0,99 | 0,97 | 0,96 | 0,95 | 0,94 | 0,93 | 0,92 | 0,91 | 0,90 |
| strunjită fin (6—8 μm) | 0,96 | 0,94 | 0,93 | 0,91 | 0,88 | 0,84 | 0,82 | 0,79 | 0,78 |
| strunjită degroșat | 0,93 | 0,9 | 0,88 | 0,85 | 0,79 | 0,75 | 0,7 | 0,65 | 0,62 |
| cu crustă de laminare | 0,8 | 0,74 | 0,67 | 0,6 | 0,5 | 0,42 | 0,38 | 0,33 | 0,31 |
| coroziune în apă dulce | 0,7 | 0,64 | 0,57 | 0,5 | 0,39 | 0,3 | 0,24 | 0,19 | 0,18 |
| coroziune în apă de mare | 0,5 | 0,45 | 0,4 | 0,35 | 0,26 | 0,2 | 0,16 | 0,13 | 0,12 |
| sablată sau tușată | $\gamma_\sigma = 0{,}8 \ldots 1$ | | | | | | | | |
| decapată după sablare | $\gamma_\sigma = 0{,}85 \ldots 1$ | | | | | | | | |

*Ecruisarea prin rulare cu role*

| Materialul | $P$(forța de apăsare, kgf) | | | | | | | | Observații |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 0 | 50 | 100 | 150 | 200 | 500 | 1000 | 2000 | |
| oțel $\sigma_r$ = 62 kgf/mm² | $\gamma_\sigma$ pentru solicitări de încovoiere | | | | | | | | |
| $d$ = diametrul epruvetei, mm. | — | 1,22 | 1,27 | 1,28 | 1,29 | — | — | — | $d$ = 18 |
| | — | 1,08 | 1,12 | — | 1,15 | 1,2 | 1,25 | — | $d$ = 25 |
| | — | 1,06 | 1,09 | 1,1 | 1,12 | 1,17 | 1,21 | 1,24 | $d$ = 50 |
| rularea filetului | $\gamma_\sigma = 1{,}65 \ldots 1{,}7$ | | | | | | | | — |
| rularea fusurilor arborilor cotiți | $\gamma_\sigma = 1{,}4 \ldots 2{,}0$ | | | | | | | | — |

*Notă;* Pentru solicitările la răsucire $\gamma_\tau$ se determină cu relația

$$\gamma_\tau = 0{,}6\gamma_\sigma + 0{,}4$$

4) Înlocuindu-se rezultatele obținute la punctele 2) și 3) în relația de la punctul 1) se obține coeficientul de siguranță:

$$C = \frac{\tau_0 t_p}{\tau_{0t}} = \frac{790}{440} \approx 1{,}8$$

ceea ce dovedește că rezistența la oboseală este asigurată, deoarece coeficientul de siguranță $C \rhd (1{,}3 \ldots 1{,}4)$, iar arborele nu este supradimensionat, deoarece $C \lhd (2 \ldots 2{,}5)$.

Urmărindu-se forma arborelui din figura 8.12 rezultă necesitatea efectuării acestui calcul în toate secțiunile cu variație bruscă. Astfel de secțiuni sînt în zonele celorlalte canale de pană și la salturile de diametre cu racordări.

### 8.3.5. DEFORMAȚIA ARBORILOR LA ÎNCOVOIERE

Cazurile în care este necesară limitarea deformațiilor la încovoiere sînt mai frecvente decît cele în care este necesară limitarea deformațiilor la torsiune.

Săgețile efective $f$ se determină cu relațiile cunoscute din rezistența materialelor. De exemplu, deformația efectivă $f_e$ produsă prin încovoierea arborelui transmisiei din figura 8.10 datorită numai angrenajului, va fi:

$$f_e = \frac{P_c \cdot a^3}{3EI} = \frac{P_c \cdot a^3}{3E\pi \frac{d^4}{32}} = \frac{32}{3\pi} \frac{P_c \cdot a^3}{Ed^4}; \tag{8.12}$$

iar datorită curelei:

$$f_r = \frac{P_r (2a)^3}{48EI} = \frac{P_r 8a^3}{48E \frac{\pi d^4}{32}} = \frac{16}{3\pi} \frac{P_r a^3}{Ed^4}. \tag{8.13}$$

Valorile admisibile ale săgeților sînt stabilite pe baza experiențelor și se găsesc în literatura de specialitate. Pentru cazurile obișnuite se recomandă următoarea valoare admisibilă:

$$\boxed{f_a = (0{,}0002 \ldots 0{,}0003) l} \ [mm], \tag{8.14}$$

$l$ fiind distanța dintre reazeme.

### 8.3.6. ECHILIBRAREA ARBORILOR ȘI TURAȚIA CRITICĂ

Arborii care funcționează la turații mari se prelucrează cît mai îngrijit ca și piesele montate pe ei. Cu toat acestea, datorită neomogenității perfecte a materialelor, erorile de execuție și de montaj, centrul de greutate $S$ al roții montate (v. fig. 8.23, $a$) nu se suprapune axei de rotație a arborelui, deci rămîne o excentricitate $e$.

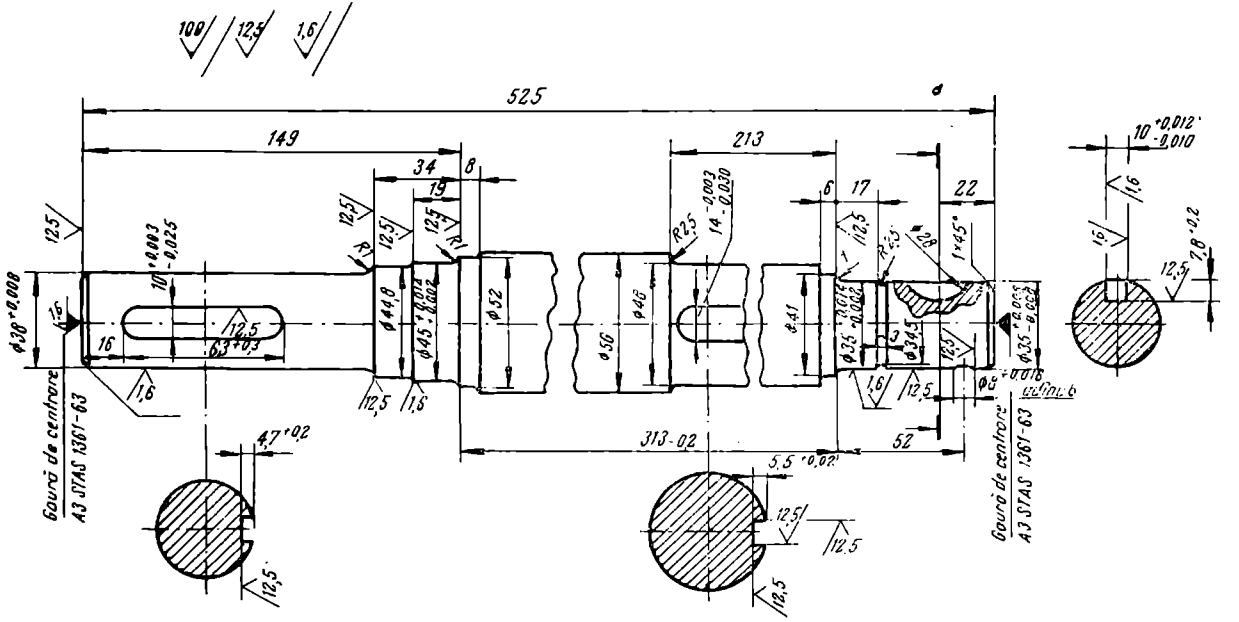



Fig. 8.12. Desenul de execuție al unui arbore.

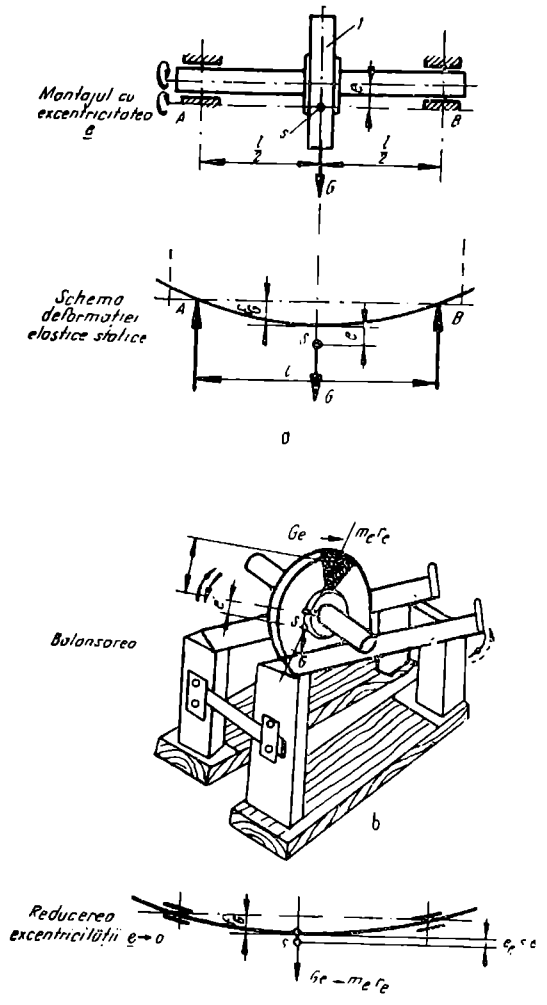



**Fig. 8.13.** Deformațiile elastice de încovoiere și echilibrarea prin balansare.

Pentru ca excentricitatea să fie cît mai mică, după montaj întregul sistem se supune operației tehnologice de *echilibrare*. În acest scop, ansamblul arbore-roată se așază pe un dispozitiv de balansare (fig. 8.13, *b*). Datorită excentricității *e*, forța greutății proprii *G*, care trece prin *S* după direcția verticală, va crea un moment de nestabilitate $M = Ge$. Balansînd sistemul pe dispozitiv, pînă cînd direcția forței *G* va trece prin *S* intersectînd axa de rotație *AB*, brațul forței *G* se anulează, iar arborele rămîne în *echilibru stabil*.

Pentru ca ansamblul să rămînă în echilibru în orice poziție, prin încercări succesive, se adaugă spre extremitatea roții o masă suplimentară $m_e$, astfel încît direcția care unește centrul masei de greutate cu centrul masei de echilibru, să intersecteze și axa de rotație a arborelui (fig. 8.13, *b*). Astfel se realizează echilibrarea sistemului.

Practic, o echilibrare atît de perfectă nu este posibilă. Totdeauna rămîne o excentricitate *e*, care va fi cu atît mai puțin dăunătoare cu cît valoarea sa este mai mică. În plus, datorită greutății proprii *G* a ansamblului, se produce deformația elastică a arborelui caracterizată prin săgeata $f_G$ (fig. 8.13, *c*);

$$f_G = \frac{Gl^3}{48El}.$$

La această deformație elastică statică, în timpul funcționării unor arbori se pot produce progresiv deformații elastice suplimentare cînd amplitudinea de variație a unor forțe se suprapune amplitudinei de oscilație a sistemului. Turația care produce deformație maximă se numește *critică* $n_{cr}$. Funcționarea la această turație este interzisă pentru a nu se crea deformații maxime prin feno-

menul de rezonanță care distruge arborele. Turația critică se determină cu relația:

$$\boxed{n_{cr}=300\sqrt{1/f_G}} \text{ rot/min.} \qquad (8.15)$$

Practic se recomandă turația de regim $n_r<0{,}8\ n_{cr}$ — cazul *arborilor rigizi* sau $n>1{,}5\ n_{cr}$ — cazul *arborilor elastici*.

## 8.4. FUSURILE ARBORILOR ȘI ALE OSIILOR

Fusurile reprezintă zona arborelui sau a osiei a cărei suprafață exterioară îngrijit prelucrată realizează contactul cu lagărul (palierul). Montate în lagăre cu alunecare, suprafețele de contact ale fusurilor se află în mișcare relativă în raport cu suprafața interioară de contact a lagărului. În cazul lagărelor prin rostogolire (rulmenți), montarea fusului pe rulment exclude mișcarea relativă dintre suprafața fusului și cea a lagărului. Mișcarea respectivă are loc numai între elementele rulmentului. De la arbore la lagăr, eforturile se transmit numai prin intermediul fusurilor.

*Tipuri constructive.* Principalele tipuri și forme constructive de fusuri sînt reprezentate în figura 8.14.

După poziția fusului în lagăr se deosebesc: fusuri de capăt — frontale sau marginale (fig. 8.14, *a*, *b*, *c*, *d*); fusuri intermediare (fig. 8.14, *b*).

După direcția forțelor în raport cu axa de rotație, fusurile și lagărele se grupează în: *radiale* (fig. 8.14, *a*...*d*); *axiale* (fig. 8.14, *e*...*i*); *radial-axiale* (fig. 8.14, *j*, *h*).

Fusurile radiale au forma cilindrică, tronconică sau sferică.

*Pivoți* se numesc atît fusurile axiale cît și cele axial-radiale la care forța principală din lagăr este paralelă cu axa de rotație.

*Indicații de calcul.* Fusurile fiind parte integrantă a arborilor sau a osiilor, diametrul lor $d$ se determină o dată cu diametrul arborelui.

De exemplu, diametrul $d$ al fusului radial marginal (fig. 8.14, *a*) presupus sprijinit pe un lagăr cu rulment, se determină ca și cînd reacțiunea $P_r$, ar acționa la jumătatea fusului ($l/2$). Considerîndu-se fusul cu o bară încastrată la distanța $l$, se aplică relația:

$$M_i=P_r\frac{l}{2}=W\sigma_{-1a}=\frac{\pi d^3}{32}\ \sigma_{-1a}=0{,}1d^3\sigma_{-1a}$$ și rezultă $d$:

$$\boxed{d=\sqrt[3]{\frac{P_r l}{0{,}1\sigma_{-1a}}}} \qquad (8.16)$$

Lungimea $l$ a fusului se determină constructiv în funcție de tipul și dimensiunile rulmentului pe care se fixează.

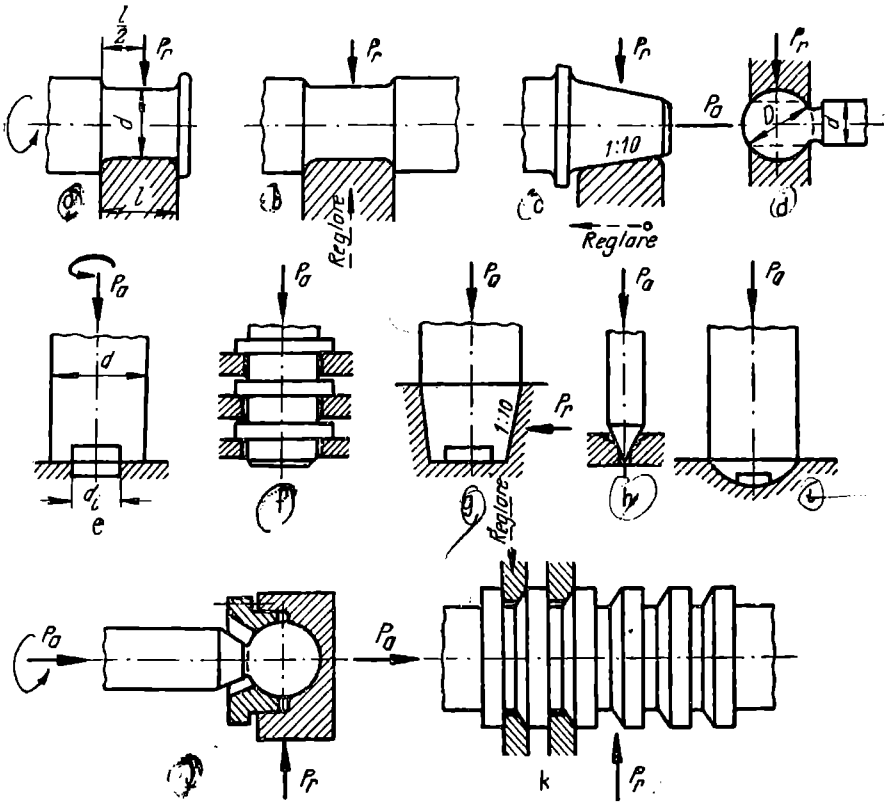


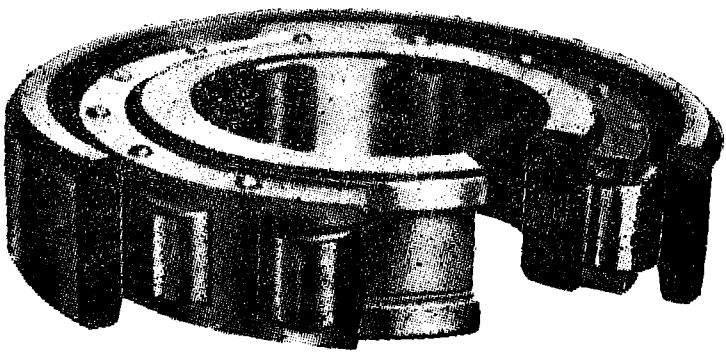

Fig. 8.14. Principalele tipuri și forme constructive de fusuri:
*a*...*d* — fusuri radiale (*a*, *b* — cilindrice; *c* — tronconice; *d* — sferice); *e*...*i* — fusuri axiale sau pivoți verticali; *e* — pivot cilindric inelar; *f* — pivot gulerat; *g* — pivot tronconic scobit; *h* — pivot conic; *i* — pivot cu cap convex; *j*, *k* — fusuri radiali-axiale

Fusurile lagărelor cu alunecare se supun suplimentar la următoarele calcule:
— dimensionarea sau verificarea la presiunea de contact;
— verificarea la încălzire.

Aceste calcule se aplică numai în legătură cu caracteristicile lagărelor, de aceea se dezvoltă în capitolul următor.

CAPITOLUL

9



# LAGĂRE

## NOȚIUNI GENERALE

Lagărele sînt organe de mașini avînd funcția de susținere și ghidare a arborilor și a osiilor cu mișcare rotativă sub acțiunea sarcinilor care acționează asupra lor.

După *direcția sarcinii principale față de axa de rotație* lagărele se grupează în : *radiale* — cu direcția sarcinii principale perpendiculară pe axa de rotație ; *axiale și crapodine* avînd direcția sarcinii principale paralelă cu axa de rotație ; *radial-axiale* a căror sarcină are componente după cele două direcții menționate.

După *caracterul frecării produse în funcționare*, lagărele se grupează în : *lagăre cu alunecare* — între suprafața exterioară a fusului și suprafața interioară a lagărului ; *lagăre cu rostogolire* — între elementele rulmenților ; *lagăre combinate*.

## 9.1. LAGĂRE CU ALUNECARE

### 9.1.1. CARACTERISTICI. PĂRȚI COMPONENTE. MATERIALE

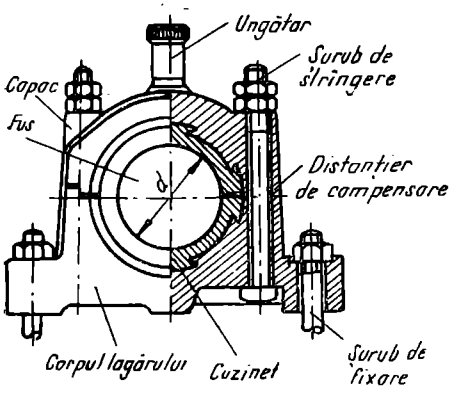
La aceste lagăre fusul se sprijină pe o suprafață interioară, fie direct fie prin intermediul unui lubrifiant.

Principalele elemente componente ale unui lagăr obișnuit pot fi urmărite pe figura 9.1. Corpul lagărului are suprafața cilindrică în interior și poate fi executat dintr-o bucată — ca o bucșă — sau două bucăți, avînd un plan de separație diametral, pentru a se putea monta pe fusurile intermediare. În mod obișnuit, partea interioară a corpului reprezintă o căptușeală. — *cuzinet* — fixată de corpul lagărului printr-un anumit sistem sau direct prin turnare în niște canale de formă specială (coada de rîndunică). Ultima soluție este mai

avantajoasă, deoarece materialul cuzineților trebuie să aibă proprietăți superioare antifricțiune și tehnologice de prelucrare mecanică, sudare, turnare etc. fiind mai scump decît restul materialului corpului.

Posibilitatea reglării lagărelor pentru *compensarea* uzurii dintre fus și cuzinet este indicată în figura 8.14, *b*, *c*, *k*.

*Materiale.* Condițiile de bază pe care trebuie să le îndeplinească materialele destinate executării acestor elemente sînt: coeficient de frecare redus și o



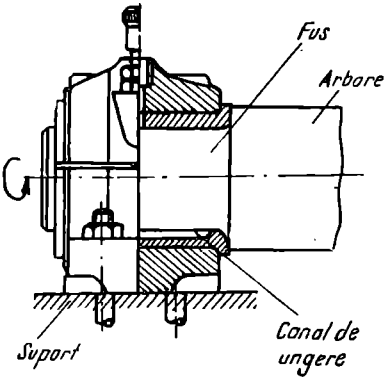




Fig. 9.1. Părțile componente ale unui lagăr cu alunecare.

bună rezistență la uzare (antifricțiune), capacitate de aderență superficială pentru reținerea lubrifiantului, conductivitate termică ridicată pentru radiația provenită din frecare, coeficient de dilatație redus pentru menținerea preciziei în funcționare, proprietăți tehnologice (turnare, așchiere, sudare-lipire pentru reparare) cît mai bune pentru asigurarea unei eficiențe economice cît mai ridicate.

Grupele de materiale care satisfac aceste condiții sînt: — *aliaje metalice*: pe bază de *staniu*, de plumb cu cupru (STAS 1512—67), de zinc, *fonte și oțeluri* pentru cuzineți, materiale metalice *sinterizate* (obținute din pulberi metalice la presiuni și temperaturi mari), materiale *bimetalice* sub formă de benzi laminate din două aliaje diferite; materiale sintetice nemetalice (textolit, lignofol, poliamide, fenoplaste, cauciuc); materiale metalice combinate cu materiale nemetalice (bronz sinterizat impregnat cu material plastic, grafit și pulberi metalice) etc.

Cînd lagărul se execută cu corpul și cuzinetul din materiale diferite, carcasa (corpul) se execută din materiale inferioare cuzineților (oțel turnat sau prin sudare, fonte).

### 9.1.2. FUNCȚIONAREA LAGĂRELOR CU ALUNECARE

**Frecarea în lagăr.** La cele mai multe lagăre mișcarea de rotație este asigurată de fusurile arborilor. Frecarea se produce între suprafața fusului și a cuzinetului, aflate în contact sub presiunea exercitată prin forțele de încărcare a arborilor.

Pentru ca mișcarea să fie posibilă, diametrul fusului $d$, este mai mic decît diametrul lagărului $D$. Astfel, între fus și cuzinet se creează un joc radial (fig. 9.2). Spațiul dintre fus și cuzinet (interstițiu) se umple cu un material de ungere, numit *lubrifiant*. Astfel, în timpul funcționării, contactul nu se mai produce direct între suprafețele metalice fus-cuzinet, ci prin intermediul

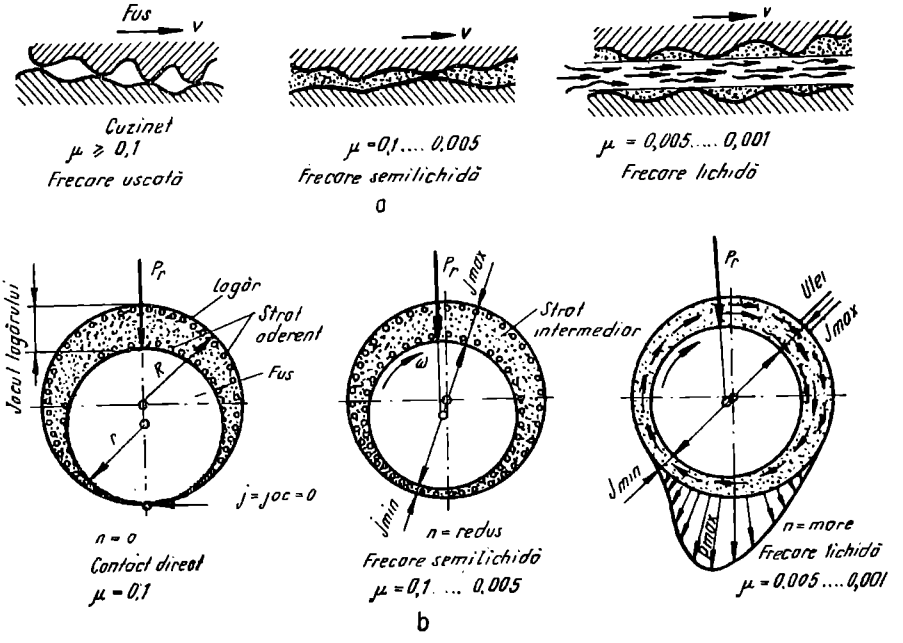



Fig. 9.2. Frecarea în lagăre :
*a* — aspectul suprafețelor de contact ; *b* — evoluția poziției fusului în lagărele hidrodinamice.

lubrifiantului. Ca urmare, coeficientul de frecare $\mu$, scade considerabil, pînă la 100 de ori. În cazul lagărelor obișnuite se disting următoarele trei situații (fig. 9.2, *a*) :

— *frecare uscată*, cînd contactul este direct între suprafețele metalice, deci absență totală a lubrifiantului ;

— *frecare semilichidă*, cînd contactul este parțial între suprafețele metalice fus-cuzinet, parțial între suprafețele metalice și lubrifiant ;

— *frecare lichidă* (*fluidă*), cînd contactul nu are loc direct între suprafețele metalice, iar frecarea se produce numai între straturile de lubrifiant.

Funcționarea cea mai avantajoasă are loc în ultimul caz. În aceste condiții pot funcționa numai lagărele speciale, *hidrostatice*, la care desprinderea fusului de cuzinet se produce cu lubrifiant sub presiune cînd turația fusului

este $n=0$. Pornirea are loc numai după ce s-a produs desprinderea menționată, deci în condițiile frecării lichide.

Majoritatea lagărelor funcționează cu ungere fără presiune exterioară, și se numesc *lagăre hidrodinamice*. Din momentul pornirii ($n=0$) pînă la turația de regim ($n=n$), aceste lagăre trec prin toate regimurile de frecare: *uscată* ($n=0$), *semilichidă* (turație redusă), *lichidă* (mișcare de regim).

În aceste condiții se aplică legea lui *Coulomb*.

$$F=\mu N,$$

în care:

$F$ este forța de frecare;
$\mu$ — coeficientul de frecare;
$N$ — forța normală (apăsarea) pe suprafața de contact.

Natura frecării lichide diferă complet de natura frecării uscate. La începutul mișcării fusului, contactul asperităților se menține parțial producîndu-se frecarea semiuscată sau semifluidă. Valoarea coeficientului de frecare începe să scadă în anumite limite ($\mu=0{,}1\ldots0{,}05$) pe măsura creșterii turației. Lubrifiantul introdus prin zona jocului minim este *antrenat, cu efect de pană*, între cele două suprafețe producînd desprinderea fusului de pe cuzinet.

**Jocul minim.** Pentru producerea frecării fluide este necesar, ca între cele două suprafețe să se mențină permanent cel puțin cîteva straturi de lubrifiant, numite *pelicule* sau *film*. În acest scop, lagărul se execută cu un joc inițial minim ($j_{min}$) de valoare:

$$j_{min}=C(h_1+h_2), \tag{9.1}$$

în care:

$h_1$ și $h_2$ sînt înălțimile asperităților suprafețelor ($h_1+h_2=1\text{—}14$ μm);
$C=2$ — coeficient de siguranță.

În acest caz, forțele din lagăr sînt preluate de presiunea din filmul de lubrifiant. Variația presiunilor în filmul de lubrifiant are forma din figura 9.2, *b*, (poziția a treia).

**Parametru geometric.** Presiunea din lubrifiant și buna funcționare nu depind numai de încărcarea $P_r$ a lagărului, ci și de raportul $\frac{l}{d}=\psi$ dintre lungimea $l$ a lagărului și diametrul $d$ corespunzător, numit *parametru geometric*.

Valorile sale optime variază între limitele:

$$\boxed{\psi=\frac{l}{d}=0{,}4\ldots1{,}5} \tag{9.2}$$

Valorile mici corespund lagărelor cu turație ridicată și solicitări reduse, iar cele maxime corespund lagărelor greu solicitate, dar cu turații reduse.

**Ungerea lagărelor.** Reducerea pierderilor prin frecare este influențată în mare măsură de forma geometrică și de locul amplasării canalelor de ungere. Cîteva forme uzuale pot fi urmărite pe figura 9.3. Zona descărcată sau a jocului maxim (fig, 9.2) este cea mai potrivită amplasării canalelor de ungere.

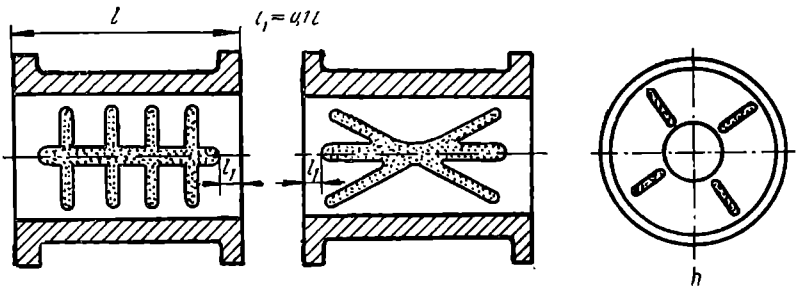



Fig. 9.3. Canale pentru ungere :
*a* — lagăre radiale ; *b* — lagăre axiale.

Lubrifiantul din lagăr, pe lîngă faptul că reduce pierderile prin frecare, deci prelungeşte durata de funcţionare datorită ungerii, mai are şi proprietatea de : protector împotriva coroziunii, amortizor al şocurilor, transportor al căldurii din interiorul lagărului în mediul exterior. Aceste avantaje fac absolut necesară ungerea lagărelor.

### 9.1.3. ELEMENTE DE CALCUL

Diametrul fusului oricărui lagăr se determină pe baza rezistenţei admisibile a arborelui sau osiei din care face parte — după cum s-a arătat la sfîrşitul capitolului precedent.

Funcţionarea lagărelor cu alunecare condiţionează reciproc diametrul $d$ al fusului şi lungimea $l$ a lagărului. Pentru garantarea bunei funcţionări sînt necesare calcule suplimentare specifice lagărelor cu alunecare.

**Lagăre radiale.** *Calculul la presiunea de contact.* Capacitatea lagărelor cu alunecare este limitată de presiunea de contact $p$, dintre suprafaţa fusului şi a cuzinetului, cînd se află în contact direct. În cazul lagărului radial cu fus cilindric, frontal (fig. 9.4) asupra căruia apasă forţa de reacţiune $P_r$, între fus şi cuzinet se produc presiunile de contact $p$ a căror distribuţie este indicată

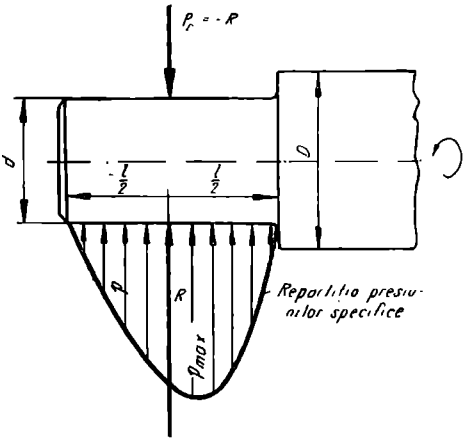



Fig. 9.4. Repartiţia presiunilor pe fusul radial marginal.

pe figură. Presupunîndu-se că rezultanta acestor presiuni se află la distanța $l/2$, presiunea specifică efectivă se determină cu relația

$$p = \frac{P_r}{ld} \leqslant p_a \ [\text{kgf/cm}^2]. \tag{9.3}$$

Pe baza condițiilor de funcționare, se alege parametrul geometric $\psi = l/d$ din relația (9.2). Substituind această valoare în relația (9.3) rezultă:

$$p = \frac{P_r}{\frac{l}{d} d \cdot d} = \frac{P_r}{\psi d^2};$$

deci

$$\boxed{d = \sqrt{\frac{P_r}{\psi p_a}}} \tag{9.4}$$

*Tabela 9.1*

**Cîteva valori ale presiunii admisibile $p$**

| Materialul fusului | Materialul cuzinetului | $p$ kgf/cm² |
|---|---|---|
| Oțel călit și lustruit | Bronz | 90—150 |
| Oțel moale prelucrat îngrijit | Bronz | 30— 60 |
| Fontă de calitate | Bronz | 15— 25 |

Reacțiunea din lagăr este cunoscută, parametrul $\psi$ ales, iar presiunea admisibilă $p_a$ se ia din tabele în funcție de rezistența la strivire a cuzinetului (tab. 9.1.) Acest diametru nu poate avea o valoare mai mică decît cea obținută pe baza rezistenței la încovoiere.

*Verificarea la încălzire.* În timpul funcționării, temperatura ca produs al frecării din lagăr nu trebuie să depășească o valoare admisibilă. Încălzirea peste limitele admise poate schimba atît de profund proprietățile de ungere ale lubrifiantului încît să ducă la scoaterea lagărului din funcționare.

Sub forma cea mai simplă, verificarea la încălzire a lagărului ține seama de viteza periferică a fusului $v$ și de presiunea $p$ prin relația:

$$\boxed{pv < (pv)_a} \quad \left[\frac{kgf}{cm^2} \cdot \frac{m}{s}\right] \tag{9.5}$$

Valoarea admisibilă a produsului $(pv)_a$ se găsește în tabele (tab. 9.2) și depinde de: materiale, calitatea suprafeței fusului și a cuzinetului, încărcarea $P_r$, ungere, răcire etc.

*Lagăre radiale cu suprafețe sferice* (fig. 9.5). Verificarea la încovoiere a fusului se bazează pe următoarele elemente constructive: $D=1{,}4\ d$; $\psi=l/d=0{,}7\ldots1$. Momentul încovoietor $M_i=P_r\frac{l}{2}=0{,}1d^3\sigma_{ai}$, iar diametrul

$$d=\sqrt[3]{\frac{10M_i}{\sigma_{-1a}}},$$

ca în cazul fusurilor cilindrice.

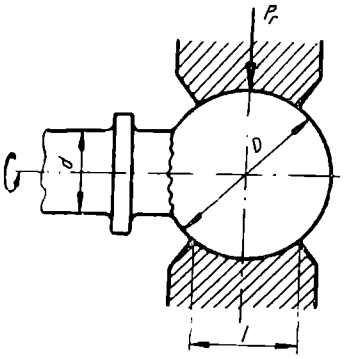



Fig. 9.5. Lagăr radial cu suprafața sferică.

*Tabela 9.2*

Valori orientative ale produsului $(pv)_a$

| Domeniul de utilizare | $(pv)_a$ $\left[\frac{kgf}{cm^2}\cdot\frac{m}{s}\right]$ |
|---|---|
| Transmisii în general | 10— 20 |
| Motoare electrice | 150— 180 |
| Turbine | 850—1 200 |
| Mașini-unelte | 10— 30 |

La presiunea specifică se verifică cu relația:

$$p=\frac{P_r}{lD}\leqslant p_a \tag{9.6}$$

**Lagăre axiale verticale — crapodine.** Fusurile acestor lagăre, numite și *pivoți*, și lagărele, numite *crapodine*, se calculează pentru asigurarea rezistenței fusului la compresiune $\sigma_c\leqslant\sigma_{ac}$, și a cuzinetului la presiunea de contact pe suprafața circulară $A=\frac{\pi}{4}d^2$ (fig. 9.6, *a*):

$$p_{med}=\frac{P_r}{\pi r^2}=\frac{4P_a}{\pi d^2}\leqslant p_a. \tag{9.7}$$

Pentru a se reduce concentrările presiunii dinspre centrul fusului se execută pivoți inelari (fig. 9.6, *b*). Repartiția presiunilor se îmbunătățește în acest caz, după cum este indicat pe figură. Se adoptă inițial raportul $d_i=(0{,}4\ldots0{,}5)\,d_e$, iar presiunea medie de contact devine:

$$P_{med}=\frac{P_a}{A}=\frac{P_a}{\pi(r_e^2-r_i^2)}\leqslant p_a. \tag{8.8}$$

*Pierderile prin frecare* sînt caracterizate de momentul frecării $M_f$, sau de puterea consumată pentru învingerea frecării $N_F$:

$$M_F=F_f\cdot r_m=\mu P_a\cdot r_m, \tag{9.9}$$

$\mu P_a$ fiind forța de frecare $F_f$, iar $r_m$ — brațul forței de frecare (*v.* fig. 9.6, *b*).

Puterea consumată pentru învingerea frecării se obține din relația $M_t = 71\,620 \frac{N}{n} = M_F$,

deci

$$N_F = \frac{M_F \cdot n}{71\,620}$$

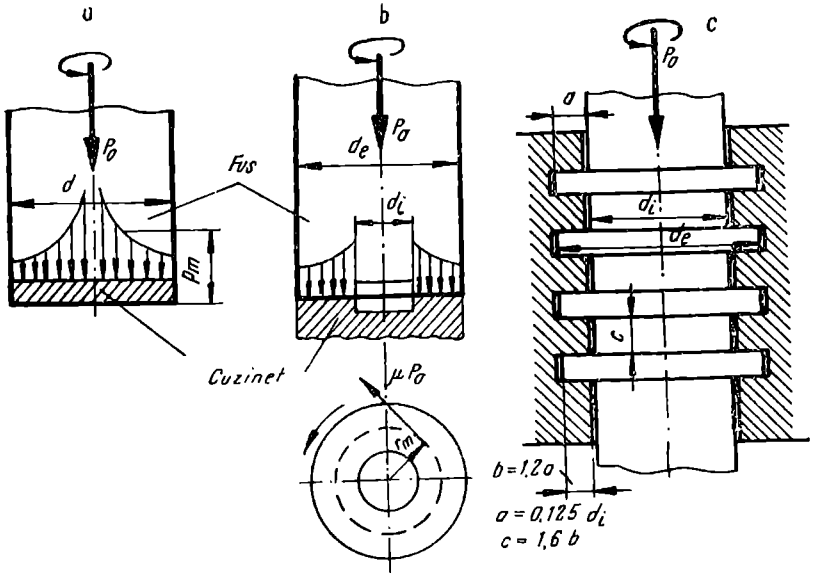



Fig. 9.6. Pivoți cilindrici:
*a* — cu secțiune plină; *b* — cu secțiune inelară; c — cu gulere.

În figura 9.6, *c* sînt indicate cîteva elemente constructive ale pivoților *canelați* sau *guleraţi*. Calculele sînt analoage pivoților cilindrici inelari.

**Indicații pentru alegerea lubrifiantului.** Pentru ungerea lagărelor cu alunecare se folosesc în special *uleiuri minerale* și *unsori consistente*. Pe scară mai redusă, la temperaturi ridicate, se întrebuințează *lubrifianți solizi* în stare pulverulentă ca: *talcul, sulfura de molibden* etc.

În țara noastră se produce o gamă largă de sortimente de uleiuri minerale cu calități superioare.

Principalele criterii care stau la baza alegerii lubrifiantului necesar ungerii unui mecanism sînt:

— tipul mecanismului și presiunea din lagăr; pentru evitarea frecărilor pronunțate la presiuni mici și turații mari se aleg unsori cu vîscozitate redusă iar la presiuni mari și turații mici se folosesc lubrifianți cu vîscozitate mare;

— punctul de inflamabilitate, temperatura de picurare, temperatura de congelare, care se iau în considerație în special pentru lubrifianții necesari lagărelor cu regim special de funcționare, la temperaturi diferite de cea normală (20°C).

## 9.2. LAGĂRE CU ROSTOGOLIRE

### 9.2.1. PĂRȚI COMPONENTE. CARACTERISTICI. MATERIALE

*Lagărul cu rostogolire* se obține prin înlocuirea cuzinetului din lagărul cu alunecare printr-un rulment. De aceea, aceste lagăre se numesc și *lagăre cu rulmenți*. Celelalte elemente componente ale lagărelor cu rostogolire diferă foarte puțin de elementele lagărelor cu alunecare. Ca urmare, studiul lagărelor cu rostogolire se reduce la studiul rulmenților.

Ca urmare a înlocuirii frecării de alunecare prin frecarea de rostogolire, randamentul lagărelor cu rulmenți este superior, $\eta \approx 0{,}995$.

Rulmenții sînt alcătuiți din mai multe părți : *inelul interior* și cel *exterior* care formează *calea de rulare* ; corpurile de rostogolire sub formă de *bile* sau *role* ; *colivia* pentru păstrarea distanței între corpurile de rostogolire ; diferite elemente pentru asamblare și etanșare. În figura 9.7. este reprezentat un lagăr cu rulment cu bile pe care se pot urmări principalele elemente componente.

Dimensiunile de bază ale rulmentului sînt : $d$ — diametrul nominal corespunzător diametrului nominal al fusului ; $D$ — diametrul exterior al inelului exterior, corespunzător diametrului interior al corpului lagărului ; $B$ — lățimea rulmentului.

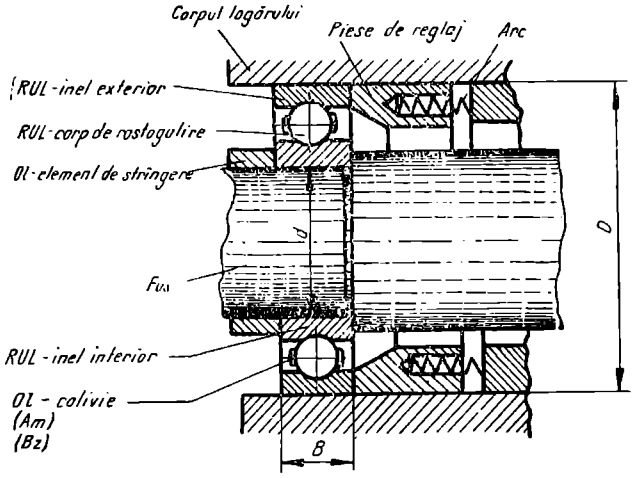



Fig. 9.7. Părțile componente ale unui lagăr cu rulment și materialele corespunzătoare.

Lagărele cu rulmenți prezintă următoarele avantaje principale față de lagărele cu alunecare : pierderi mai mici de putere prin frecare datorită randamentului ridicat ; turații mari (20 000—30 000 rot/min) ; consum redus de lubrifiant în perioada de întreținere ; eficiență economică superioară, datorită avantajelor standardizării și posibilității centralizării execuției lor prin fabrici specializate cu procese de producție automatizate.

Lagărele cu rulmenți au dimensiunea radială mai mare decît lagărele cu alunecare, necesită o precizie mare de execuție și montaj, sînt mai rigide și mai puțin rezistente la șocuri.

*Materiale.* Corpurile de rostogolire și elementele căii de rulare (inelul interior și cel exterior) se execută din oțel special pentru rulmenți, cunoscut sub denumirea de RUL 1 și RUL 2 (STAS 1456-67).

Colivia rulmentului se execută din oțeluri obișnuite, bronzuri, duraluminiu sau materiale plastice.

### 9.2.2. CLASIFICAREA ȘI SIMBOLIZAREA RULMENȚILOR

*Clasificarea rulmenților* se face după diferite criterii : După direcția de acționare a sarcinii principale se grupează în : rulmenți *radiali*, rulmenți *radial-axiali* ; *rulmenți axiali* ; rulmenți *axial-radiali*.

După forma corpurilor de rostogolire se deosebesc : rulmenți cu *bile* și rulmenți cu *role* (forma rolelor este indicată pe fig. 9.8). Corpurile de rostogolire, în raport cu încărcarea și condițiile de funcționare, pot fi dispuse pe *un singur rînd, pe două rînduri* și rareori pe *mai multe rînduri*. Exemple de rulmenți din aceste categorii sînt indicate schematic în figura 9.8.

Rulmenții radiali pot prelua și sarcini axiale reduse, iar cei axiali pot prelua și sarcini radiale de valori mici în raport cu sarcinile axiale.

Dintre numeroasele variante constructive, cele mai utilizate lagăre sînt cele cu rulmenți radiali cu bile (fig. 9.9, *a*) și cele cu rulmenți axiali cu bile (fig. 9.9, *b*). Lagăre radial-axiale sau axial-radiale se pot executa și din rulmenți radiali combinați cu rulmenți axiali (fig. 9.9, *c*).

Rulmenții cu role cilindrice suportă sarcini de 1,7 ori mai mari decît cei cu bile și pot funcționa la turații sporite.

Rulmenții cu două rînduri de corpuri de rulare nu suportă sarcini chiar duble, ci numai de 1,5 ori mai mari.

Rulmenții cu role cilindrice lungi sau cei cu ace se folosesc cînd sînt necesare diametre exterioare reduse sau foarte reduse.

Rulmenții cu role conice și cei cu role butoiaș dispuse pe două rînduri pot fi încărcați de 1,9 ori mai mult față de cei cu role dispuse pe un singur rînd. Turația lor poate crește pînă la 15 m/s.

Rulmenții oscilanți pot suporta înclinarea axei de rotație a arborilor sau osiilor cu 2—3°.

Pagină lipsă

Pagină lipsă

Uneori, mărimea diametrului fusului $d$ este impusă. În acest caz nu rămîne decît să se aleagă tipul rulmentului şi să i se verifice durata de funcţionare $L$, exprimată în milioane de rotaţii.

Datorită avantajelor standardizării, rulmenţii nu se supun calculelor de rezistenţă, ci numai calculelor pentru determinarea sau verificarea capacităţii de încărcare dinamică $C$ şi a durabilităţii efective $L$, pe baza forţei echivalente $P$ care-l solicită.

**Forţa echivalentă.** Reacţiunea din lagăr poate avea o direcţie oarecare, deci două componente : $F_r$ — după direcţia radială (perpendiculară pe axa de rotaţie) ; $F_a$ — după direcţia axei de rotaţie. Efectul acestor forţe asupra rulmentului poate fi înlocuit prin efectul unei forţe echivalente pur radiale $P_r$, cu care se află în următoarea corelaţie :

$$P_r = XVF_r + YF_a \quad [\text{kgf}]. \tag{9.10}$$

În această relaţie, valorile factorilor de convertire $X$ şi $Y$ şi a factorului de rotaţie $V$ sînt date în standarde (STAS 7160-65).

**Capacitatea de încărcare dinamică de bază** $C$ este o mărime caracteristică fiecărui tip de rulment. Valoarea maximă a acestei caracteristici este dată în cataloagele de rulmenţi (tab. 9.3). Valoarea efectivă se determină în funcţie de : forţa echivalentă $P$ (kgf), turaţia $n$ (rot/min) şi durata de serviciu $h$(h) în funcţie de tipul maşinii (tab. 9.4), cu relaţia :

$$C = P(n \cdot h)^{0.3} \quad [\text{kgf}]. \tag{9.11}$$

*Durabilitatea efectivă* $L$ (milioane rotaţii) este o altă caracteristică a rulmenţilor. Valoarea sa este :

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3, \text{ la rulmenţii cu bile ; } L = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3}, \text{ la cei cu role.} \tag{9.12}$$

Cînd din calcule rezultă o durabilitate prea mică se recurge la una din soluţiile ; alegerea altei serii din acelaşi tip de rulment sau alegerea altui tip cu o capacitate $C$ mai mare ; folosirea a doi rulmenţi montaţi pe acelaşi fus ; mărirea diametrului $d$ al fusului, deci mărirea rulmentului.

**Exemplu de calcul**

Să se determine durata de funcţionare a rulmentului lagărului $A$ al transmisiei din figura 8.10. S-a arătat că reacţiunea $R_A = 125$ kgf $= F_r = P$ (deoarece nu are componentă axială, $F_a = 0$, acţionează perpendicular pe axa de rotaţie), iar turaţia fusului este $n = 1\,250$ rot/min.

Se alege un rulment **radial** cu bile pe un rînd ca să se poată monta fusul cu diametrul calculat prealabil $d = 45$ mm.

**Capacitatea de încărcare *C* a rulmenților radiali cu bile pe un singur rînd, seria foarte ușoară îngustă**

| Tipul de rulment | Dimensiuni | | | Capacitate C(kgf) | Turația limitată |
|---|---|---|---|---|---|
| | d | D | B | | |
| 7 000 102 | 15 | 32 | 8 | 365 | 20 000 |
| 03 | 17 | 35 | 8 | 400 | 18 000 |
| 04 | 20 | 42 | 8 | 475 | 14 000 |
| 05 | 25 | 47 | 8 | 540 | 12 000 |
| 06 | 30 | 55 | 9 | 850 | 10 000 |
| 07 | 35 | 62 | 9 | 930 | 8 700 |
| 08 | 40 | 68 | 9 | 1 020 | 7 800 |
| 09 | 45 | 75 | 10 | 1 220 | 7 000 |
| 10 | 50 | 80 | 10 | 1 270 | 6 500 |
| 7 000 111 | 55 | 90 | 11 | 1 560 | 5 600 |
| 12 | 60 | 95 | 11 | 1 600 | 5 300 |
| 13 | 65 | 100 | 11 | 1 730 | 5 000 |
| 14 | 70 | 110 | 13 | 2 240 | 4 500 |
| 15 | 75 | 115 | 13 | 2 360 | 4 300 |
| 7 000 116 | 80 | 125 | 14 | 2 750 | 3 900 |
| 17 | 85 | 130 | 14 | 2 850 | 3 800 |
| 18 | 90 | 140 | 16 | 3 400 | 3 500 |
| 19 | 95 | 145 | 16 | 3 550 | 3 300 |
| 20 | 100 | 150 | 16 | 3 600 | 2 300 |
| 7 000 121 | 150 | 160 | 18 | 4 250 | 3 000 |
| 22 | 110 | 170 | 19 | 4 650 | 2 800 |
| 24 | 120 | 180 | 19 | 5 100 | 2 600 |
| 26 | 130 | 200 | 22 | 6 550 | 2 400 |
| 28 | 140 | 210 | 22 | 6 700 | 2 200 |
| 7 000 130 | 150 | 225 | 24 | 7 500 | 2 100 |
| 32 | 160 | 240 | 25 | 8 150 | 2 000 |
| 34 | 170 | 260 | 28 | 9 500 | 1 800 |
| 36 | 180 | 280 | 31 | 10 800 | 1 700 |
| 38 | 190 | 290 | 31 | 11 800 | 1 600 |
| 7 000 140 | 200 | 310 | 34 | 13 400 | 1 500 |

Din tabela 9.3 capacitatea dinamică a rulmentului radial cu bile pe un rînd avînd diametrul $d=45$ mm este: $C=1\,220$ kgf.

Durabilitatea efectivă în milioane rotații va fi:

$$L=\left(\frac{C}{P}\right)^3=\left(\frac{1\,220}{125}\right)^3\approx(9{,}6)^3\approx930 \text{ milioane rotații, care corespund la } h \text{ ore:}$$

$$h=\frac{L}{60n}=\frac{930\,000\,000}{60\cdot1\,250}\approx12\,400 \text{ h.}$$

Dacă această durabilitate este satisfăcătoare, rulmentul poate fi considerat ales corect. Pentru o mașină agricolă, de exemplu, acest rulment are durabilitate suficientă.

*Tabela 9.4*

**Valori orientative pentrn durata de funcţionare** $h$

| Domeniul de utilizare a rulmentului | h(ore) |
|---|---|
| Maşini-unelte şi motoare electrice | 10 000— 15 000 |
| Maşini agricole, macarale, poduri rulante | 3 000— 8 000 |
| Maşini de forţă în general şi automotoare | 20 000— 30 000 |
| Autoturisme, motociclete şi alte maşini rutiere | 1 200— 2 400 |
| Aparate în general | 50 000—150 000 |
| Osii pentru vagoane | 5 000 |
| Autobuze | 2 000— 5 000 |
| Motoare electrice stabile | 14 000— 20 000 |
| Strunguri şi maşini de frezat | 30 000— 60 000 |
| Pompe de alimentare cu apă | 10 000—200 000 |

### 9.2.4. MĂSURI SUPLIMENTARE PENTRU ASIGURAREA BUNEI FUNCŢIONĂRI A LAGĂRELOR

Buna funcţionare a lagărelor este influenţată nu numai de alegerea corectă a tipului, de stabilirea corespunzătoare a mărimii rulmentului, ci şi de alţi factori, cum sînt: montarea corectă a rulmentului pe fus şi în lagăr, ungerea şi proprietăţile lubrifiantului, etanşarea lagărelor etc.

*Montarea* incorectă a rulmenţilor pe fus şi în lagăr poate reduce considerabil durata de funcţionare. De exemplu montarea prin forţarea inelului exterior (fig. 9.10, *a*) duce la deformaţii şi eforturi suplimentare între elementele componente. Ca urmare, rulmentul poate fi scos din uz după primele ore de funcţionare sau chiar după primele rotaţii.

Montarea se poate face prin încălzirea rulmentului şi introducerea liberă a fusului sau prin presare la rece după cum se indică pe figură (poz. *b*).

*Ungerea* rulmenţilor reduce efectul frecării dintre corpurile de rostogolire — căile de rulare — colivie, protejează elementele împoriva coroziunii (care are efect abraziv), micşorează zgomotul elimină căldura şi amortizează şocurile.

Pentru ungere se folosesc uleiuri minerale şi unsori consistente. Alegerea uleiului sau a unsorii depinde de condiţiile funcţionării lagărelor. Toate indicaţiile referitoare la alegerea lubrifianţilor pentru lagărele cu alunecare sînt valabile şi pentru rulmenţi. Sistemul de ungere poate fi individual (propriu fiecărui lagăr) sau centralizat. În figura 9.11 sînt indicate cîteva sisteme uzuale: *a* — cu inel de antrenare a uleiului din baie (aplicat lagărelor cu alunecare cu turaţii joase); *b* — ungătoare cu fitil de antrenare a uleiului a locul de ungere; c — ungător cu pîlnie pentru unsoare consistentă; *d* — cu cană pentru completarea lubrifiantului în baie în buzunarul ungă-

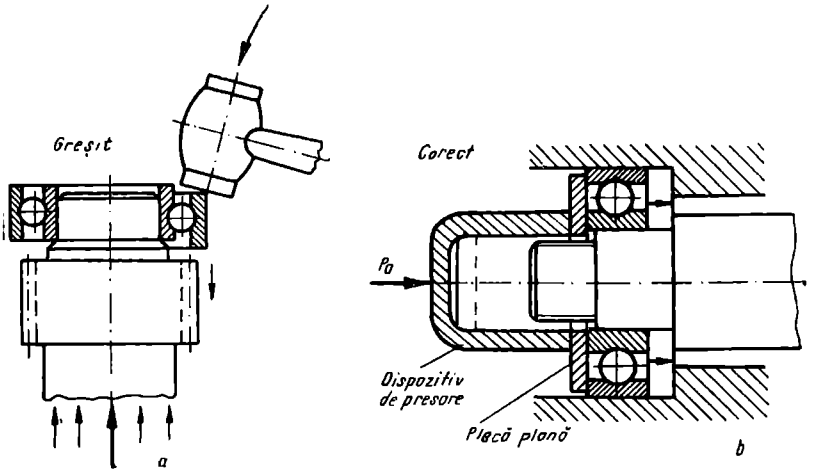



Fig. 9.10. Sisteme de montare a rulmenților : *a* — montare incorectă ; *b* — montare corectă.

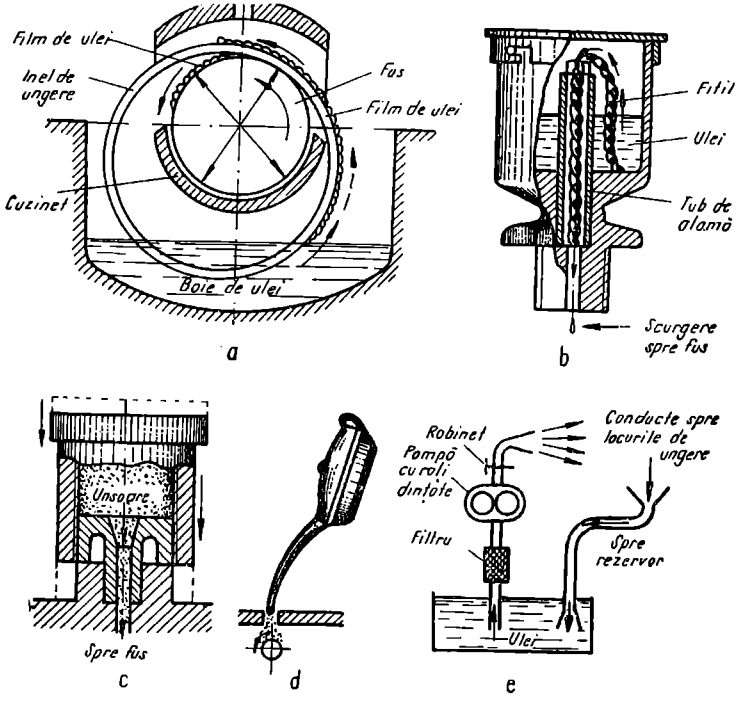



Fig. 9.11. Diferite dispozitive de ungere.

torului ; *e* — sistem, centralizat cu pompă de presiune pentru antrenarea uleiului prin conducte.

Ungerea rulmenților montați pe lagăre separate sau la locuri greu accesibile se asigură cu unsori consistente, speciale pentru rulmenți, simbolizate astfel : *Rul* 100, *Rul* 145; *Rul* 165; *Rul* S 140, *Rul SL* 130 (STAS 1608-65).

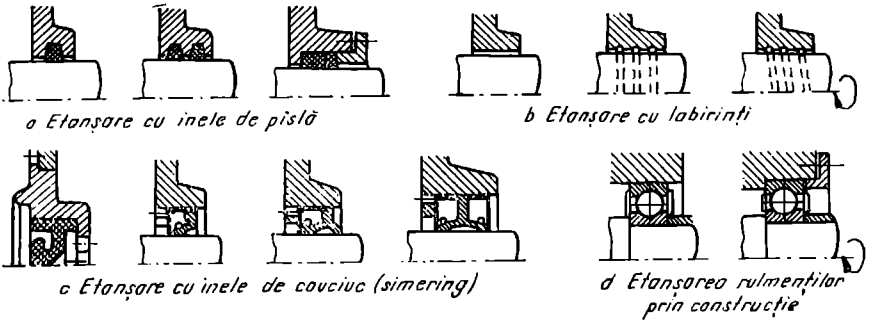

a Etanșare cu inele de pîslă
b Etanșare cu labirinți
c Etanșare cu inele de cauciuc (simering)
d Etanșarea rulmenților prin construcție

Fig. 9.12. Sistem de etanșare a lagărelor :
*a*, *b*, *c* — la orice tip de lagăr ; *d* — specific rulmenților.

*Etanșarea* este necesară pentru a nu permite scurgerea lubrifiantului în afara lagărului și pentru a împiedica pătrunderea impurităților dinafară în zona de frecare. Sistemele de etanșare din figura 9.12 se folosesc atît pentru etanșarea lagărelor cu rulmenți, cît și pentru cele cu alunecare (cu excepția poziției *d*).

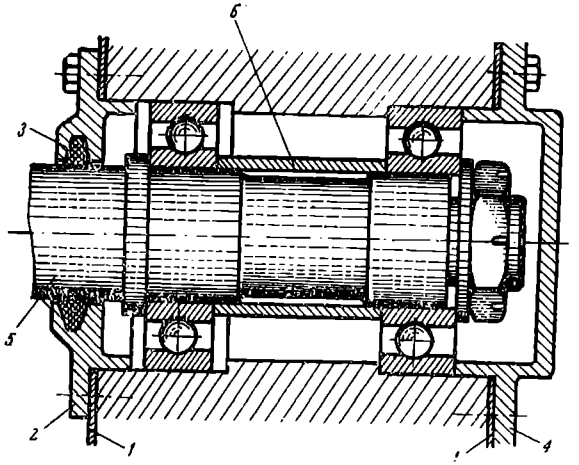



Fig. 9.13. Asamblarea corectă a rulmenților în lagăre :
*1* — garnitură de etanșare ; *2*, *4* — capac ; *3* — inel din pîslă pentru etanșare ; *5* — arbore ; *6* — distanțier.

Figura 9.13 reprezintă asamblarea corectă a rulmenților în lagăre și etanșarea cu inele din pîslă, iar figura 9.14 asamblarea rulmenților pe rotorul și carcasa unui motor electric și sistemul de etanșare prin labirinți.

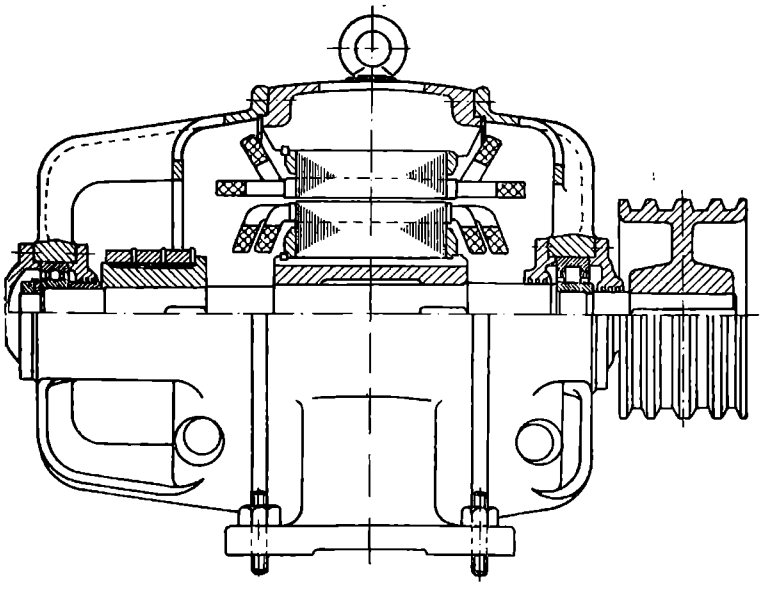
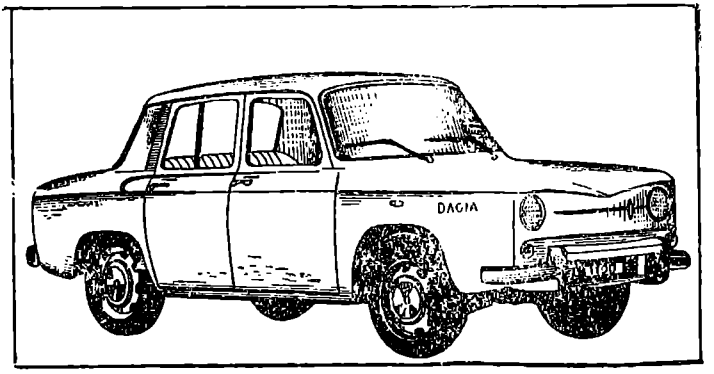


Fig. 9.14. Asamblarea rulmenților pe rotorul și carcasa unui motor electric și sistemul de etanșare prin labirinți.

CAPITOLUL

10




# CUPLAJE

## 10.1. CARACTERISTICI. ROL FUNCȚIONAL. TIPURI CONSTRUCTIVE

Cuplajele sînt organe de asigurare a legăturii între doi arbori care-și pot transmite reciproc mișcarea și puterea.

Prin aceste elemente se asigură legătura între tronsoanele (părțile) aceluiași arbore sau între arbori diferiți. De exemplu, unii arbori de transmisie cu lungime mare 10, 20, 30 m s-ar executa foarte greu dintr-o singură bucată sau nu s-ar putea realiza. Execuția din tronsoane separate și legarea acestora prin organe speciale de legătură, numite cuplaje, nu prezintă dificultăți constructive sau funcționale De exemplu, cuplul motor al unui automobil se transmite roților de rulare prin intermediul unui cuplaj cu funcționare intermitentă, numit și *ambreiaj*.

Axele de rotație ale arborilor legați prin cuplaje sau prin ambreiaje pot fi paralele sau neparalele (fig. 10.1).

Principalele condiții pe care trebuie să le îndeplinească cuplajele pentru o bună funcționare sînt :

— capacitate de transmitere totală a momentului de răsucire al arborelui ;

— dimensiuni constructive cît mai reduse ;

— capacitate de atenuare a șocurilor provenite din variația regimului de funcționare a mașinilor ;

— posibilitatea prevenirii, preluării și transmiterii supraeforturilor dăunătoare sau a depășirii turației ;

— asigurarea interschimbabilității necesare înlocuirii elementelor uzate.

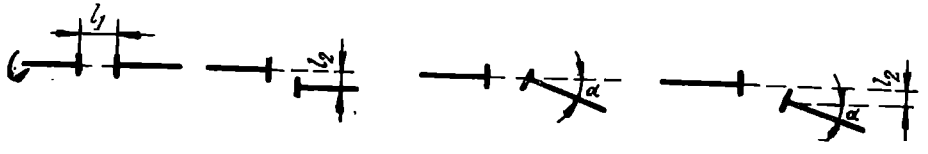



Fig. 10.1. Pozițiile posibile ale axelor perechilor de arbori legați prin cuplaje.

Clasificarea cuplajelor are în vedere condițiile de funcționare ale celor doi arbori ca criteriu de bază. Astfel, variatele tipuri de cuplaje se grupează în două categorii: cuplaje cu *funcționare permanentă*; cuplaje cu *funcționare intermitentă* sau *ambreiaje*.

La cuplajele cu funcționare permanentă, transmiterea mișcării între cei doi arbori nu poate fi întreruptă în timpul funcționării decît prin oprirea arborilor și demontarea cuplajelor. Prin cuplare-decuplare, ambreiajele pot întrerupe sau relua transmiterea mișcării în gol sau chiar sub sarcină, fără oprirea elementului (arborelui) de la care se transmite.

## 10.2. CUPLAJE PERMANENTE

Cuplajele permanente se împart în următoarele două grupe:

— *cuplaje fixe* (fig. 10.2, *b*, *c*), prin care se realizează legătura rigidă a arborilor;

— *cuplaje mobile* (fig. 10.2 *a*) care permit mici deplasări axiale, radiale sau unghiulare între arbori legați (cuplați).

### 10.2.1. CUPLAJE FIXE

Cuplajele permanente fixe se contruiesc în trei variante: cu manșon cilindric (neted) dintr-o bucată (fig. 10.2, *b*); cu manșon cilindric din două bucăți (fig. 10.2, *c*) cu flanșă (fig. 10.3).

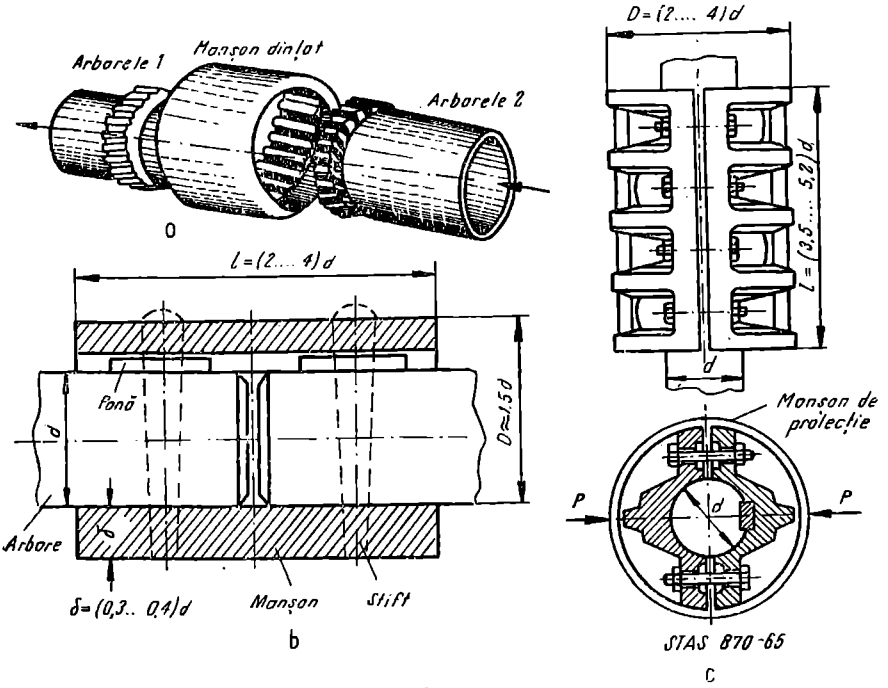



Fig. 10.2. Cuplaje cu manșon:
*a* — cu manșon dințat pentru abateri axiale; *b* — cu manșon cilindric; *c* — cu manșon din două bucăți.

**Cuplaje cu manşon dintr-o bucată** (fig. 10.2 *b*) se montează pe capetele celor doi arbori între care urmează să se transmită mişcarea. De la arbore la manşon, efortul este transmis prin intermediul unor pene longitudinale sau prin ştifturi transversale, cînd eforturile sînt mici.

Principalul avantaj îl prezintă simplitatea constructivă.

Pentru a evita apariţia unor forţe suplimentare, cuplajul manşon necesită ajustaje, centrare şi montare foarte precise. Legătura cu manşon dintr-o bucată este posibilă numai prin deplasarea axială a unuia din arbori pînă la capătul arborelui pereche.

Dimensionarea manşonului urmăreşte stabilirea unei secţiuni de rezistenţă egală cu rezistenţa secţiunii arborelui. Folosindu-se notaţiile din figura 10.2, *b*, această condiţie de bază se exprimă astfel :

$$W_a \tau_a = W_m \tau_m \text{ sau :}$$

$$\pi \frac{d^3}{16} \tau_a = \frac{\pi}{16} \frac{D^4 - d^4}{D} \tau_m \approx \frac{\pi}{16} (D^3 - d^3) \tau_m, \qquad (10.1)$$

în care indicele *a* se referă la arbore, iar *m* la manşon.

Efectuîndu-se simplificările respective se obţine :

$$\boxed{D = d \sqrt[3]{1 + \frac{\tau_a}{\tau_m}}} \text{ [mm]}. \qquad (10.2)$$

Dacă arborele şi manşonul se execută din acelaşi materiale rezultă $D = 1{,}3\ d$. De obicei, manşoanele se execută din fontă obişnuită sau din alte materiale cu caracteristici de rezitenţă inferioare arborilor din oţel ; de aceea $D = (1{,}4 \ldots 1{,}8)\ d$.

**Cuplajele cu manşon din două bucăţi** trebuie să asigure preluarea şi transmiterea momentului arborelui numai prin frecarea dintre suprafeţele de contact ale fusurilor şi manşonului (fig. 10.2, *c*). În acest scop, cele două jumătăţi de manşon se strîng puternic pe capetele arborilor prin intermediul unui număr $z$ de 6—8 şuruburi.

Pe baza notaţiilor din figură, momentul de frecare $M_F$ al cuplajului trebuie să fie cel puţin egal cu momentul de torsiune al arborelui $M_t$, adică $M_F = \beta M_t$ :

$$\mu P \frac{d}{2} = \beta \cdot 71\,620 \frac{N}{n},$$

deci

$$\boxed{P = \frac{2 \cdot 71\,620\ \beta N}{\mu d n}} \qquad (10.3)$$

unde :

$P$ este forţa totală de strîngere a manşonului ce se repartizează pe cele $z$ şuruburi ; $N(CP)$ — puterea transmisă ; $\mu = 0{,}15 \ldots 0{,}25$ — coeficientul de frecare între suprafeţele de contact prelucrate intenţional rugoase ; $\beta = 1 \ldots 1{,}5$ — coeficient de siguranţă împotriva lunecării.

Fiecare șurub va fi strîns cu forța:

$$P_1 = \frac{P}{z} = 143\,240\,\frac{\beta N}{\mu d n z}$$

cu ajutorul căreia se determină $d_1$ al șurubului aplicînd relația (6.25):

$$d_1 = \sqrt{\frac{4P_1}{\pi \sigma_a}},\ \text{sau practic}\ d_1 \approx 0{,}02d + 10\ \text{mm}.$$

Pentru evitarea accidentelor în timpul funcționării, cuplajul se protejează cu o carcasă de tablă.

**Cuplajele cu flanșe.** Pentru construcții obișnuite se folosesc din flanșe separate (fig. 10.3 *a*) iar pentru construcții puternic solicitate se execută flanșele dintr-o bucată cu arborii respectivi (fig. 10.3, *b*). Fiecare din cele două discuri se montează pe un capăt de arbore prin împănare, prin presare la rece, prin strîngere la cald sau chiar prin sudare.

Poziția centrală a discurilor se asigură printr-un prag de 2 mm, iar asamblarea prin șuruburi strînse.

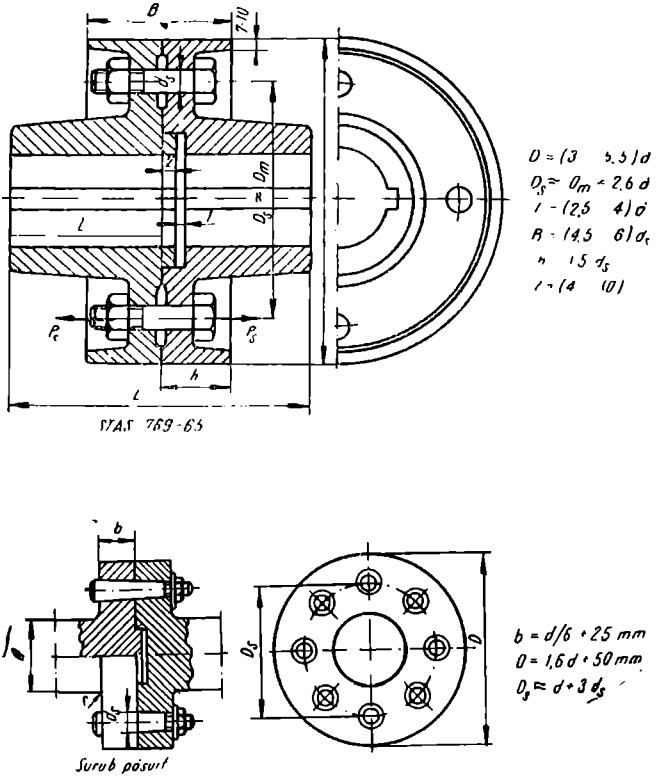



Fig. 10.3. Cuplaj cu flanșe (discuri):
*a* — cu flanșe separate; *b* — cu flanșe dintr-o bucată cu arborii.

În calculele de dimensionare se disting două cazuri: cuplaje strînse cu şuruburi cuprinse în găuri fără joc şi cuplaje strînse cu şuruburi cuprinse în găuri cu joc. În cazul şuruburilor strînse cuprinse în găuri păsuite (fig. 10.3,*b*) întregul moment $M_{rc}$ este preluat de şuruburile solicitate la forfecare. Păstrîndu-se notaţiile din figură se poate scrie forţa de forfecare $P_f$ preluată de cele $z$ şuruburi:

$$P_f = \frac{2M_{rc}\beta}{zD_m} \text{ [kgf]}. \tag{10.4}$$

Coeficientul de supraîncărcare al cuplajului $\beta$ are valorile; $\beta = 1$ cînd ruperea cuplajului nu provoacă alte avarii maşinii, $\beta = 1{,}2 \ldots 1{,}5$ cînd provoacă asemenea avarii şi $\beta = 1{,}8$ pentru prevenirea accidentelor de muncă.

Cu ajutorul forţei de forfecare $P_f$ se pot dimensiona şuruburile de secţiune $A_s = \frac{\pi}{4} d_s^2$, astfel:

$$P_f = \frac{2M_{rc}}{zD_m}\beta = \frac{\pi}{4} d_s^2 \tau_{af},$$

$$\boxed{d_s = \sqrt{\frac{8\ M_{rc}\beta}{\pi z D_m \tau_{af}}}} \tag{10.5}$$

Cînd şuruburile de strîngere sînt cuprinse în găuri cu joc, transmiterea momentului este asigurată prin frecarea dintre discurile cuplajului, iar şuruburile sînt solicitate la întindere ca în cazul precedent. Elementele constructive şi capacitatea de transmitere a acestor cuplaje sît indicate în STAS 769-65.

### 10.2.2. CUPLAJE MOBILE

Astfel de cuplaje se folosesc cînd sînt necesare deplasării axiale, radiale sau unghiulare ale arborilor. Tipurile cele mai reprezentative sînt indicate în figura 10.4.

Tipurile descrise mai sus sînt cuplaje permanente cu elemente rigide. Foarte mult întrebuinţate sînt *cuplajele permanente mobile cu elemente elastice*. Fiind ieftine, simple şi uşor de montat, dintre numeroasele variante constructive se utilizează tipul standardizat (fig. 10.5), denumit *cuplaj elastic cu bolţuri*. Elementele elastice sînt executate din piele, cauciuc sau pînză cauciucată. Celelate elemente se cxecută din fontă sau din oţel.

Cuplajele elastice prezintă avantajul amortizării şocurilor dinamice la pornire sau în perioada de serviciu.

Dimensiunile cuplajului elastic se aleg din STAS 5982-66 pe baza diametrelor arborilor $d$ pe care-i cuplează. Verificarea se face comparîndu-se momentul de răsucire al arborelui $M_a = \frac{\pi d^3}{16}\tau_a$ cu momentul echivalent $M_e$ al cuplajului determinat astfel:

$$\boxed{M_e = M_a K_1 K_2} \text{ [kgf·cm]} \tag{10.6}$$

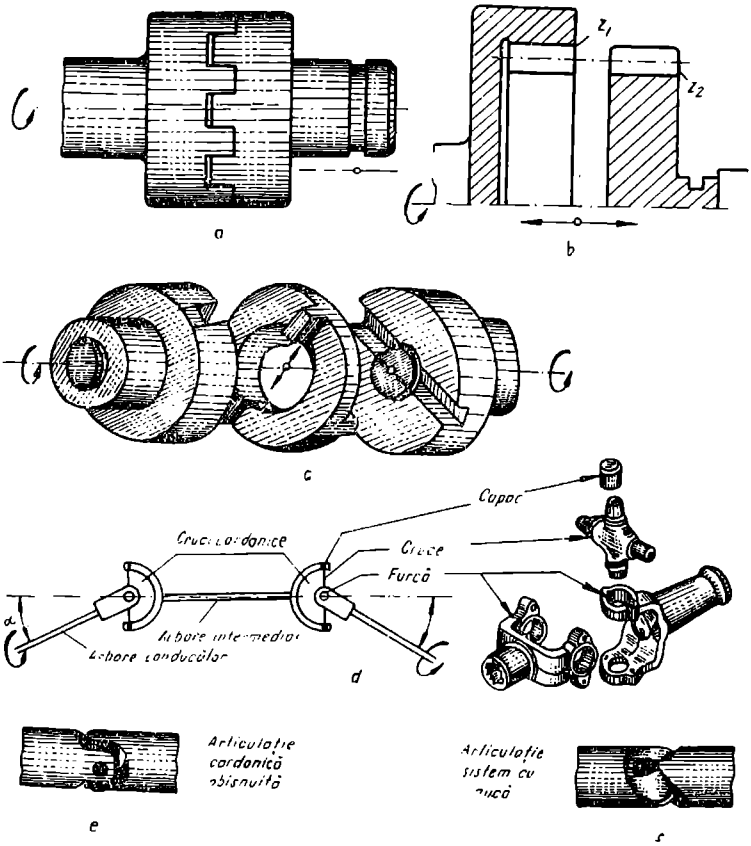



Fig. 10.4. Tipuri constructive de cuplaje permanente mobile:
*a, b* — pentru compensarea deplasărilor axiale; (*a* — cu gheare; *b* — cu manșoane dințate); *c* — pentru compensarea deplasărilor axiale și radiale (cu disc intermediar); *d-e-f* — pentru compensarea deplasărilor unghiulare (*d* — cu articulație dublă, *e, f* — cu articulație simplă).

Coeficienții $K_1$, $K_2$ au valorile indicate în tabela 10.1 și tabela 10.2 în funcție de importanța transmisiei și de regimul de funcționare.

*Tabela 10.1*

**Valorile coeficientului $K_1$ de importanță a transmisiei (după STAS 5982-66)**

| Importanța transmisie | $K_1$ |
|---|---|
| Ruperea cuplajului provoacă: | |
| — oprirea mașinii | 1 |
| — avarierea mașinii | 1,2 |
| — avarierea mai multor mașinii | 1,6 |
| — victime omenești | 2,0 |

*Tabela 10.2*

**Valorile coeficientului $K_2$ de regim de funcționare (după STAS 5982-66)**

| Regim de funcționare | $K_2$ |
|---|---|
| Regim de lucru liniștit al unor mecanisme uniform solicitate | 1,0 |
| Funcționarea unor mecanisme neuniform solicitate | peste 1,0 la 1,6 |
| Regim de lucru greu cu șocuri în mecanisme solicitate neuniform. | peste 1,6 la 2,5 |

## 10.3. CUPLAJE INTERMITENTE

Cuplajele intermitente, numite *ambreiaje*, pot fi cuplate (ambreiate) și decuplate (debreiate) în gol, fără demontare și chiar în sarcină cînd sînt prevăzute cu elemente elastice pentru preluarca energiei de șoc.

Numeroasele variante constructive și în acest caz pot fi grupate în două categorii: ambreiaje *comandate* și ambreiaje *automate*.

Oricare din cele două categorii de cuplajc intermitente pot fi realizate cu *contact rigid* sau prin contact elastic. Ambreiajele comandate elastic se folosesc în scopul întreruperii temporare a transmiterii mișcării sau ca mijloc de protecție, prin asigurarea unei debreieri rapide, ca în cazul automobilelor. În figura 10.6 este schematizat un tip reprezentativ al cuplajelor intermediare comandate rigid, numit ambreiaj cu gheare. Una din părțile cuplajului este fixată rigid pe un capăt al arborelui, iar cealaltă parte se poate cupla și decupla prin deplasarea axială a discului mobil (semicupla) *1*, care este montat cu joc alunecător pe arbore.

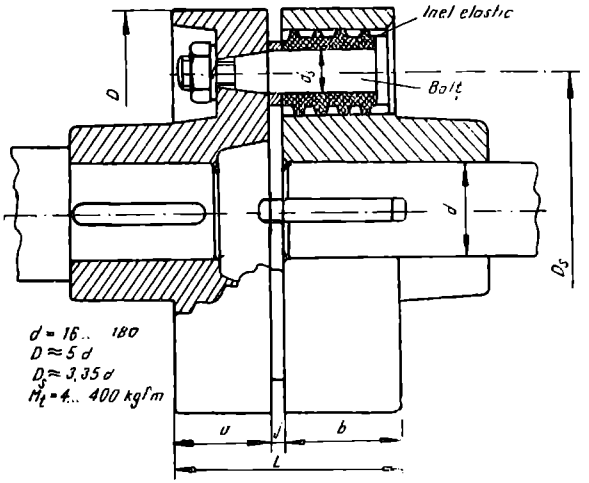



Fig. 10.5. Cuplaj elastic cu bolțuri

Ambreierea-debreierea ambreiajelor poate fi comandată manual cu ajutorul pîrghiilor (fig. 10.7), electric, pneumatic sau hidraulic.

**Ambreiaje comandate avînd contact elastic.** Această categorie este folosită pentru asigurarea ambreierii și debreierii arborilor sub sarcină, fără a produce

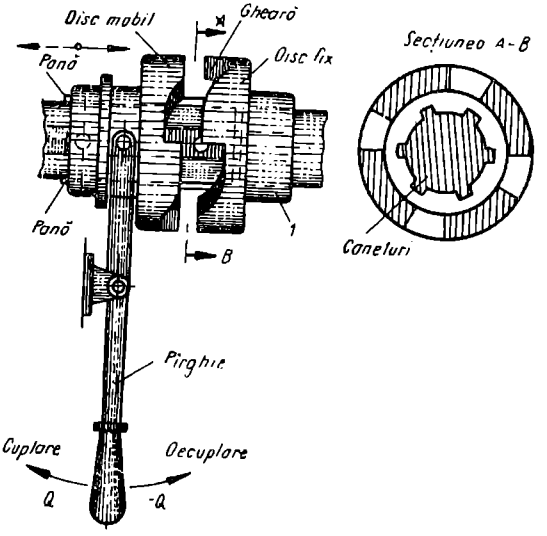



Fig. 10.6. Ambreiaj rigid cu gheare.

șocuri dăunătoare. Astfel, partea ambreiajului montată pe arborele unui motor trebuie să facă posibilă antrenarea arborelui condus din poziția de repaus $(n=0)$ în poziția de regim $n_1=n_2=n$.

Cuplajele sub sarcină cu fricțiune între suprafețe, în perioada ambreierii $n_1 \neq n_0$ dezvoltă pierderi prin frecare concretizate prin degajare de căldură.

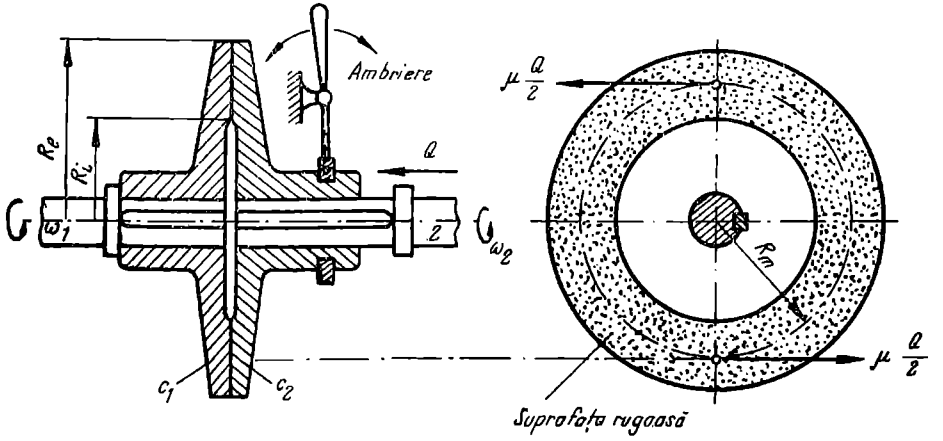



Fig. 10.7. Ambreiaj cu fricțiune avînd suprafețe plane.

Contactul acestor cuplaje trebuie să fie uniform între suprafețe. Ele trebuie să asigure : posibilități de reglare, de înlocuire a elementelor uzate și evitarea șocurilor și a uzurii premature.

*Ambreiaje cu frictiune.* Discul mobil $C_2$ din figura 10.7, solidar cu arborele său în poziție decuplată are turația $n=0$, iar discul $C_1$ montat pe celălalt arbore are turația de regim $n_1=n$.

Apăsîndu-se asupra discului $C_2$ cu o forță $Q$ paralelă cu axa arborilor se realizează contactul cu suprafața discului $C_1$ care se află în mișcare. Pentru antrenarea sa este necesară menținerea forței $Q$, care dă naștere unei presiuni $p$, presupusă uniformă pe suprafața de contact. Astfel, între suprafețele de contact apar forțe de frecare a căror rezultantă este $2\mu\frac{Q}{2}$, situată la distanța razei medii $R_m=\frac{R_e+R_i}{2}$.

Momentul de frecare va fi : $M_F=\mu M_t$ ;

$$M_F=2\mu\frac{Q}{2}R_m=\mu QR_m=\beta M_t.$$

Momentul necesar a fi transmis $M_t$ fiind cunoscut, rezultă forța $Q$ necesară realizării ambreierii :

$$\boxed{Q=\frac{\beta M_t}{\mu R_m}}\ [\text{kgf}] \qquad (10.6)$$

Valorile uzuale ale coeficientului de fecare $\mu$ sînt :

| material | oțel pe fontă | oțel pe ferodo | fonta pe fontă | lemn pe oțel |
|---|---|---|---|---|
| $\eta$ | 0,15 | 0,30—0,50 | 0,15—0,25 | 0,35—0,55 |

*Ambreiajele cu frictiune prin discuri multiple* reprezentate în figura 10.8 au o capacitate de transmitere mult mai mare, proporțională cu numărul suprafețelor de contact $z$ :

$$M_f=z\mu QR_m=\beta M_t$$

deci: $z=\frac{\beta M_t}{\mu QR_m}$. (10.7)

Numărul discurilor $z_1=z+1$ variază în limite

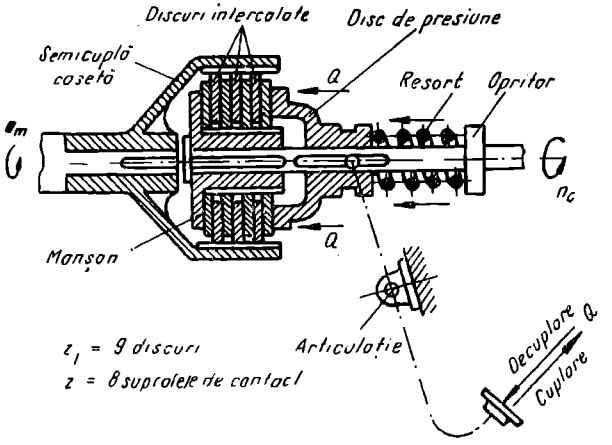



Fig. 10.8. Ambreiaj elastic cu discuri multiple.

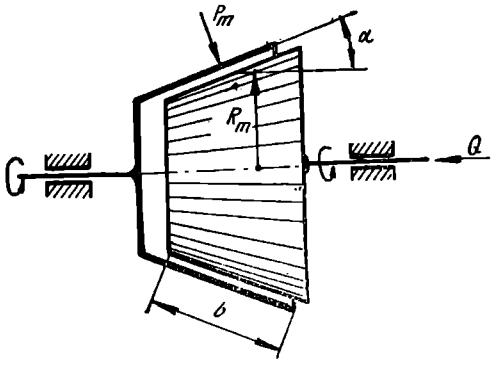



Fig. 10.9. Ambreiaj cu fricțiune conic.

foarte largi și anume $z_1 = 4 \ldots 50$ lamele cu grosimea $h = 0{,}2 \ldots 2$ mm.

*Ambreiajele cu fricțiune conice.* Cînd asupra unei părți a ambreiajului conic (fig. 10.9) se exercită acțiunea forței $Q$ se asigură contactul sub presiune pe o suprafață de frecare cu forma conică sub unghiul $\alpha = 8 \ldots 10°$, ceea ce permite atît evitarea unei ambreieri bruște cît și blocarea conului.

Dimensiunile de gabarit relativ mari, apariția unor forțe axiale neechilibrate și

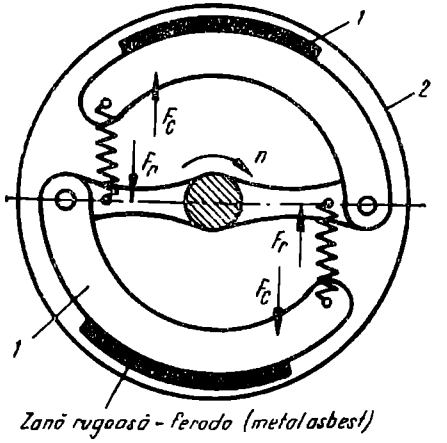



Fig. 10.10. Ambreiaj cu fricțiune centrifug.

*Tabela 10.3*

**Principalele caracteristici constructive ale cuplajelor elastice cu bolțuri (extras din STAS 5982—66)**

| Mărimea | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $n_{max}$ (rot/min) | fontă | 9 500 | 8 500 | 6 300 | 5 500 | 4 500 | 4 000 | 3 500 | 3 000 | 2 400 | 1 900 | 1 500 | 1 200 |
| | oțel | 16 000 | 14500 | 11 000 | 9 000 | 8 000 | 7 000 | 6 000 | 5 500 | 4 200 | 3 300 | 2 700 | 2 100 |
| Momentul nominal kgf/cm | | 400 | 670 | 1 600 | 3 000 | 5 600 | 8 500 | 14 000 | 25 000 | 50 000 | 100 000 | 190 000 | 400 000 |
| $d$ | | 16 ; 18<br>19 | 20 ; 22<br>24 | 25 ; 28 | 30 ; 32<br>35 ; 38 | 40 ; 42<br>45 | 48 ; 50<br>35 ; 56 | 60 ; 63<br>65 | 70 ; 71<br>75 | 80 ; 85<br>90 ; 95 | 100 ; 110<br>120 ; 125 | 130 ; 140<br>150 | 160 ; 170<br>180 |
| $D$ | | 82 | 92 | 120 | 140 | 170 | 190 | 220 | 250 | 320 | 400 | 490 | 630 |
| $L$ | | 85 | 105 | 125 | 170 | 230 | 230 | 290 | 290 | 360 | 440 | 520 | 360 |

necesitatea unei centrări riguroase le limitează domeniul de aplicare în construcțiile precise.

**Ambreiajele automate.** Unul dintre tipurile des utilizate sînt ambreiajele cu fricțiune centrifuge. Bazîndu-se pe acțiunea forțelor centrifuge, ambreierea și debreierea se realizează în mod automat, după cum se poate urmări pe figura 10.10. La o anumită valoare a turației $n$ a arborelui motor se dezvoltă forțele centrifuge $F_c$ ale fălcii mobile *1*, astfel încît se învinge forța elastică a arcului $F_r$ și se creează o presiune de contact pe tamburul *2* pe care-l antrenează.

**Exemple de calcul**

1. Să se determine numărul de discuri $z_1$ necesare unui ambreiaj de tipul celui din figura 10.8, pentru a dezvolta o forță de frecare $F=10$ kgf, fiind date: forța de ambreiere a arcului elicoidal $Q=50$ kgf; $\mu=0{,}2$; $\beta=1$; $R_m=80$ mm; $N=40$ CP; $n=1\,500$ rot/min.

*Rezolvare.* Forța de frecare $F=\mu Q=0{,}2\cdot 50=10$ kgf. Aplicîndu-se relația (10.7), se obține:

$$z=\frac{\beta M_t}{\mu Q R_m}=\frac{1\cdot 71\,620\cdot 40}{0{,}2\cdot 10\cdot 8\cdot 1\,500}\approx 24;$$

$z_1=z+1=25$ discuri din tablă de oțel.

2. Să se aleagă un cuplaj elastic cu bolțuri (fig. 10.5) pentru transmiterea permanentă a unui moment $M_t=5\,000$ kgf·cm a cărei eventuală rupere poate provoca accidente omenești și regim de lucru neuniform.

*Rezolvare.* Valorile coeficienților $K_1$ și $K_2$ se aleg din tabelele 10.1 și 10.2 (v. STAS 5982-66): $K_1=2$; $K_2=1{,}6$. Aplicîndu-se relația (10.6) rezultă:

$$M_c=M_a K_1 K_2=5\,000\times 2\times 1{,}6=16\,000 \text{ kgf·cm},$$

ceea ce corespunde unui cuplaj standardizat de mărimea 8, avînd dimensiunile indicate în STAS 5982-66 (tab. 10.3).

# PARTEA A PATRA

# TRANSMISII MECANICE

Simplitatea constructivă, posibilitatea transmiterii continue — la distanţe variate, funcţionarea tot mai silenţioasă, însuşirea de amortizare şi siguranţa în funcţionare sînt caracteristici spre care tinde perfecţionarea continuă a transmisiilor mecanice.

Transmiterea directă a mişcării de rotaţie între doi arbori situaţi cap la cap se face prin intermediul cuplajelor.

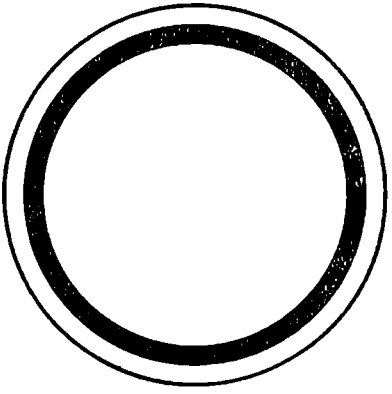
Pentru transmiterea mişcării între arbori situaţi la o anumită distanţă, dispuşi într-o anumită poziţie, se folosesc mecanisme speciale, numite transmisii mecanice.

Transmisiile mecanice se folosesc atît pentru transmiterea cît şi pentru transformarea mişcării. Transformarea poate fi cantitativă, cînd se transmite mişcarea sub un anumit raport de transmisie $i \neq 0$, sau calitativă cînd se produce transmiterea prin transformarea mişcării de rotaţie în mişcare de translaţie sau invers.

Principalele tipuri constructive de transmisii sînt schematizate în figura 11.1

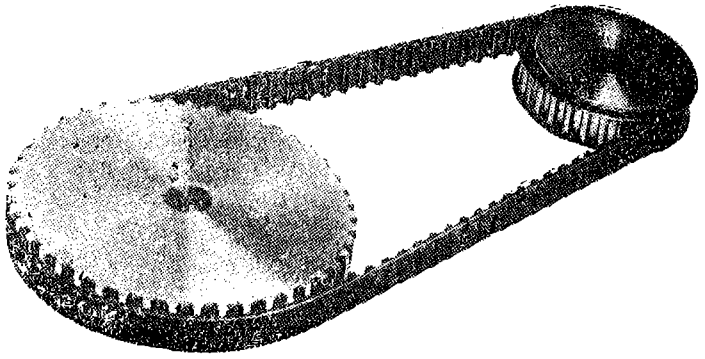
Cînd distanţa $A$ dintre axele de rotaţie ale arborilor nu este prea mare se folosesc transmisii directe cu *roţi de fricţiune*, cu *roţi dinţate* sau cu *came* (fig. 11.1., *a*. şi .*d*). Pentru transmiterea mişcării la distanţe mari se folosesc *elemente intermediare* de *tracţiune* pe bază de *aderenţă* pe roţi, cum sînt *curelele* şi *cablurile* (fig. 11.1, *h*, *i*), prin *angrenare* şi aderenţă (curele dinţate sau prin angrenare pe periferia roţilor, cum sînt *lanţurile* (fig. 11.1, *j*).

Transmiterea prin transformarea calitativă a mişcării de rotaţie în mişcare de translaţie sau invers se face cu ajutorul transmisiilor cu pîrghii, cu came sau cu şurub-piuliţă (fig. 11.1, *d*—*g*).



CAPITOLUL

11



# TRANSMISII INDIRECTE

## 11.1. TRANSMISII CU CURELE

### 11.1.1. NOȚIUNI GENERALE

Transmisia cu curea este un mecanism, avînd rolul de a transmite mișcarea — deci cuplul motor, de la arborele de antrenare la cel antrenat prin intermediul unui *element de tracțiune*, numit *curea*.

Cureaua este o bandă închisă (fără fine), flexibilă și extensibilă. Ea se înfășoară cu aderență pe suprafețele periferice ale roților de transmisie, fixate pe arbori.

*Elementele componente* ale transmisiei cu curele sînt: cei doi arbori între care se transmite mișcarea, lagărele de sprijinire a arborilor, două roți de transmisie (una conducătoare și alta condusă), cureaua de legătură ca element de tracțiune, și, eventual, un dispozitiv de întindere a curelei. În figura 11.1 sînt reprezentate principalele tipuri de transmisii mecanice.

*Clasificarea.* În funcție de modul înfășurării curelei și de poziția axelor de rotație se disting următoarele tipuri de transmisii:

— transmisii *paralele* cu același sens de rotație (fig. 11.2, *a*, *e*);

— transmisii *încrucișate*, avînd roțile tot cu axele paralele, dar cu sensurile de rotație opuse (fig. 11.2, *b*, *d*);

— transmisii *încrucișate în spațiu* sub un unghi de 90° (fig. 11.2, *c*) sau sub un unghi oarecare (fig. 11.2,*f*.

În funcție de forma secțiunii transversale a elementului de tracțiune se disting transmisii cu elemente *late*, *trapezoidale* sau *rotunde* (fig. 11.2, *g*).

*Avantaje.* Flexibilitatea elementului de tracțiune determină funcționarea liniștită a transmisiei, fără șocuri sau vibrații. Randamentul superior ($\eta = 0{,}92 \ldots 0{,}98$), posibilitatea transmiterii la distanțe mari între axe ($A \leqslant 10$ m), cu un raport de transmitere mare ($i \leqslant 30$), simplitatea constructivă și eficiența economică asigură transmisiilor cu curele un larg domeniu de aplicație în construcția de mașini și aparate. Ele se folosesc pentru puteri dintre cele mai mici pînă la 2 000 CP, cu turații pînă la 16 000 rot/min și viteze periferice pînă la 50 m/s.

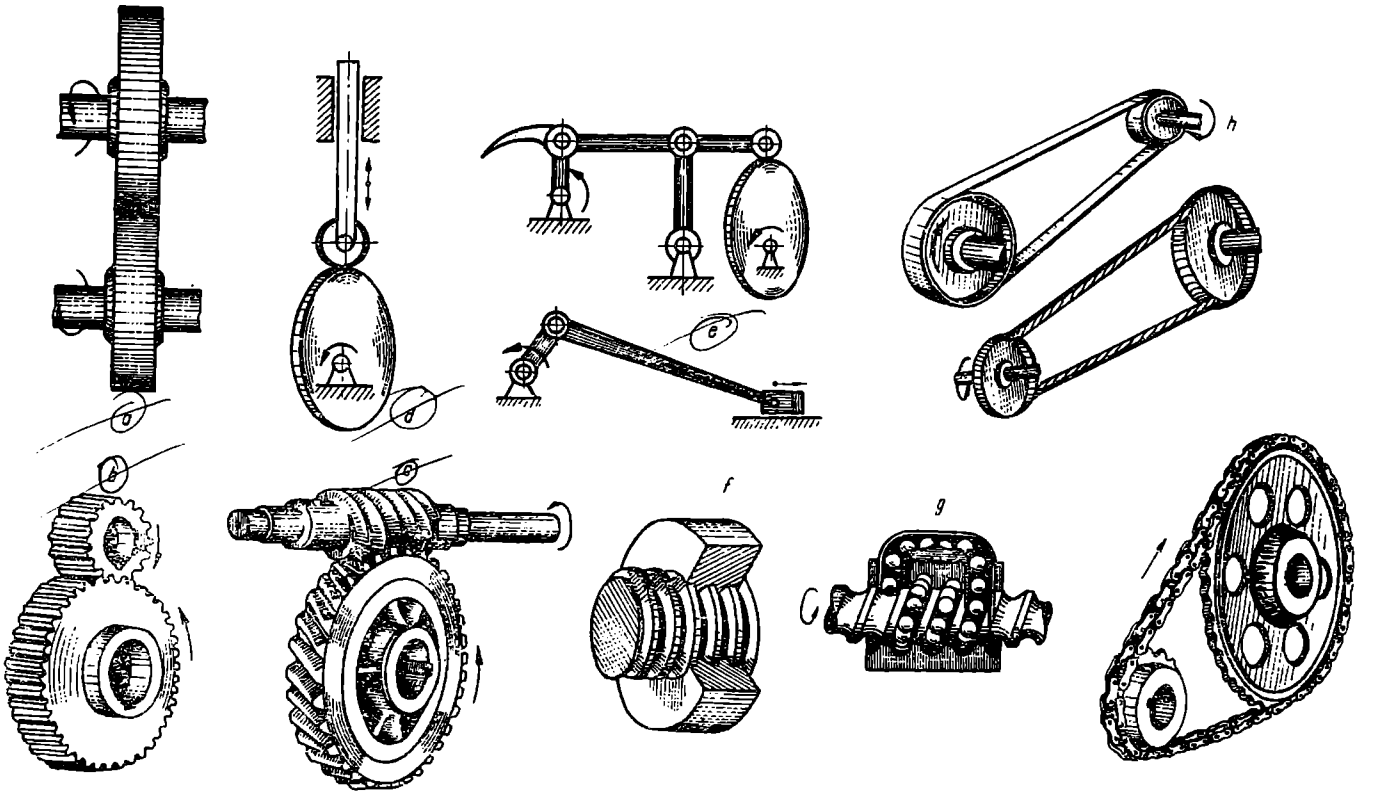



Fig. 11.1. Principalele tipuri de transmisii mecanice :

*a* — directe cu roți de frictiune ; *b*, *c* — directe cu roți dințate ; *d* — directe prin transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație, cu camă și tachet ; *e* — indirecte cu pârghii ; *g* — directe prin șurub — piuliță ; *h*, *i* — indirecte prin aderență ; *j* — indirecte prin angrenare.

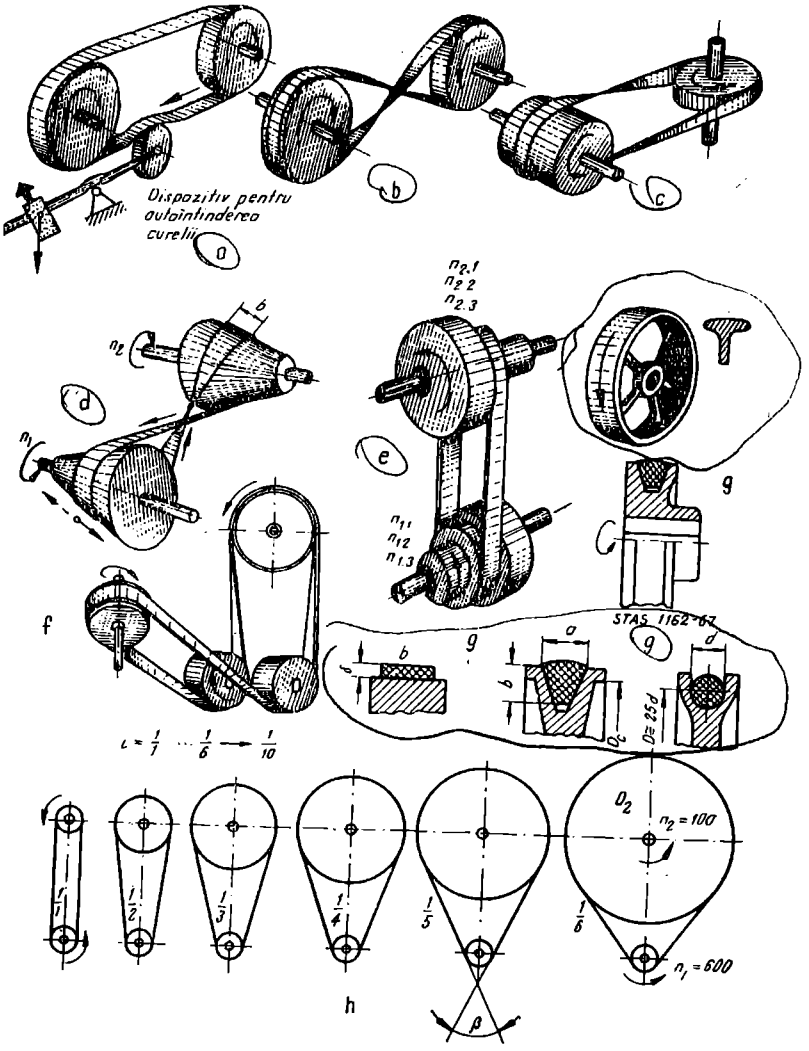



Fig. 11.2. Transmisii prin curele — tipuri de bază și, forme constructive.

Domeniul de aplicare este limitat, în special de alunecarea curelei pe roți ceea ce face imposibilă menținerea unui raport de transmisie constant în timpul funcționării. De asemenea, periodic, este necesară mărirea distanței dintre axe, pentru asigurarea aderenței curelei pe roțile de curea care au o dimensiune radială mare.

Pentru ca transmisia să aibă o bună funcționare, trebuie îndeplinite următoarele *condiții*: viteza periferică $v$ să fie cuprinsă între 10—30 m/s iar distanța dintre axe să nu depășească 10 m ($A < 10$ m); la curelele orizontale, ramura de jos să fie cea conducătoare (încărcată). Aderența curelei pe roată se asigură montîndu-se cureaua pe roți prin întindere, astfel încît forța $S_0$ din cureaua montată în repaus să fie mai mare decît forța utilă $F_u$ necesar a fi transmisă:

$$F_u = 75\frac{P}{v} = \frac{60 \cdot 75\ P}{\pi d n} = \frac{4\,500\,\mathrm{P}}{\pi d n}. \qquad (11.1)$$

$P$ ($CP$) fiind puterea necesară a fi transmisă de la arborele roții motoare; $v$ (m/s) și $n$ (rot/min) — viteza periferică și turația acestei roți; $d$ — diametrul roții motoare.

*Materiale.* Roțile de transmisie se execută din fontă, oțel, aliaje de aluminiu, materiale plastice. Pentru confecționarea curelelor se întrebuințează: piele de bovine (crupon), cauciuc sau pînză cauciucată, fibre textile, materiale plastice.

Principalele caracteristici ale materialelor pentru curele sînt indicate în tabela 11.1.

*Tabela 11.1*

**Caracteristicile de bază ale materialelor pentru curele de transmisie**

| Denumirea materialului | $\sigma_1$ kg/cm² | $E$ kg/cm² | $\eta$ (coeficient de frecare) |
|---|---|---|---|
| Piele de bovine (cupron) STAS 616-67 | 200—300 | 1 000—3 000 | 0,22 |
| Pînză cauciucată STAS 1815-69 | 400—460 | 1 000—2 400 | 0,35 |
| Țesături din bumbac | 300—360 | 1 200—1 800 | 0,22 |
| Țesătură din mătase | 300—450 | — | — |
| Poliamide | ≈800 | ≈20 000 | — |
| Țesături cauciucate STAS 1736-66 | — | — | 0,46 |

### 11.1.2. PARAMETRI GEOMETRICI ȘI CINEMATICI AI TRANSMISIEI

**Alunecarea elastică** a curelei pe roți se explică prin deformația elastică a curelei — datorită alungirii ramurii active și a contracției elastice a ramurii pasive. Analizînd vitezele $v_1$ și $v_2$, rezultă că în timpul funcționării transmisiei are loc trecerea vitezei $v_1$ din ramura activă la o altă valoare $v_2$ în ramura pasivă, în care cureaua rămîne mai groasă, deci $v_1 > v_2$ adică $v_2/v_1 < 1$

deci $v_2/v_1=1-\varepsilon$, ceea ce micșorează viteza de la roata conducătoare la cea condusă. Valorile coeficientului de alunecare specifică $\varepsilon$ sînt cuprinse în limitele $\varepsilon=1\ldots2\%$.

**Raportul de transmitere** se calculează aproximativ făcînd abstracție de influența lunecării curelei, deci în ipoteza vitezelor egale $v_1=v_2$. Rezultă:

$$i=\frac{n_1}{n_2}=\frac{D_2}{D_1}. \tag{11.2}$$

În practică se recomandă $i\leqslant 8$.

Cînd se cere o valoare mai precisă a raportului de transmisie se ia în considerație alunecarea specifică prin coeficientul caracteristic $\varepsilon$ astfel:

$$D_2n_2=D_1n_1(1-\varepsilon);\ \text{deci}\ \ D_2=D_1\frac{n_1}{n_2}(1-\varepsilon). \tag{11.3}$$

Notînd cu $\delta$ grosimea curelei late (fig. 11.2, *g*), diametrul limită $D_1$ favorabil înfășurării curelei este: $D_1\geqslant 50\ \delta$. Practic se ia $D_1=(50\ldots80)\ \delta$ care poate fi determinat cu relația aproximativă:

$$\boxed{D_1\approx(1\,000\ldots1\,200)\sqrt{\frac{N}{n}}\ \ [\text{mm}]} \tag{11.4}$$

În cazul curelelor cu secțiune trapezoidală, diametrul favorabil $D_1$ al roții mici este indicat în standard (STAS 1162-67), în funcție de secțiunea curelei.

**Lungimea curelei** înfășurată pe roți trebuie determinată, întrucît lungimea reală a curelei închisă, nemontată, trebuie să fie mai mică. Această diferență rezultă din necesitatea montării curelei pe roți prin întindere sau pretensionare. Ca urmare este asigurată aderența curelei pe roți și din această cauză în curea apare forța $S_0$ care solicită transmisia atît în funcționare cît și la mersul în gol.

În cazul transmisiilor cu posibilități de reglare a întinderii, lungimea geometrică este egală cu lungimea reală $L$.

În ipoteza întinderii liniare a ramurilor curelei (fig. 11.3), și respectînd notațiile din figura rezultă:

$$L=(2\widehat{B_1B_2})+(2\widehat{B_2B_3})+(\widehat{B_3B_4})+(\widehat{B_5B_1})=$$

$$=\left(2A\ \cos\frac{\beta}{2}\right)+\left(2\,\frac{D_2}{2}\,\frac{\beta}{2}\right)+\left(\pi\,\frac{D_2}{2}\right)+\left(\pi\,\frac{D_1}{2}-2\,\frac{D_1}{2}\,\frac{\beta}{2}\right)=$$

$$=2A\ \cos\frac{\beta}{2}+\pi\frac{D_1+D_2}{2}+\beta\frac{D_2-D_1}{2}.$$

Notîndu-se $D_m=\frac{D_1+D_2}{2}$ și $\Delta=\frac{D_2-D_1}{2}$ se obține:

$$L=2A\ \cos\frac{\beta}{2}+\pi D_m+\beta\Delta. \tag{11.5}$$

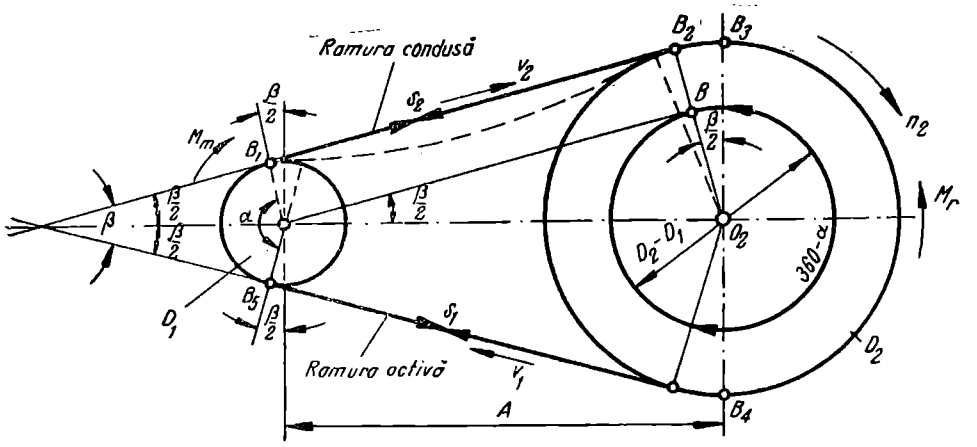



Fig. 11.3. Principalele elemente geometrice ale transmisiei.

Adesea se folosește o relație mai simplă, dar aproximativă :

$$L=2A+\pi D_m+\frac{\Delta^2}{A} \tag{11.6}$$

Îmbinarea capetelor curelei plate (cu secțiune dreptunghiulară) aduce cureaua în stare de funcționare. Operația de îmbinare a capetelor se face prin : cusătură cu agrafe speciale, prin lipire, prin coasere cu ață, cu șuruburi sau cu nituri (fig. 11.4). De metoda îmbinării capetelor se ține seama la corectarea lungimii $L$.

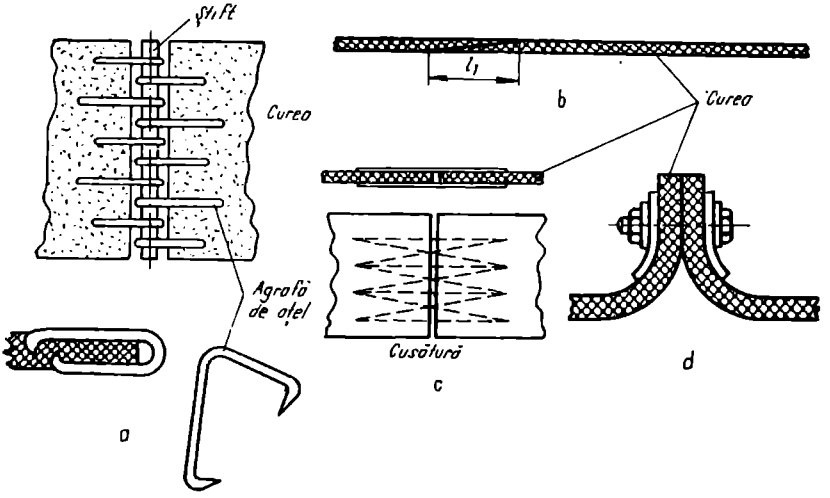



Fig. 11.4. Îmbinarea capetelor curelei :
*a* — cu agrafe ; *b* — prin lipire ; *c* — prin coasere ; *d* — cu șuruburi.

**Unghiul de înfășurare** $\beta$. Buna funcționare a transmisiei este condiționată și de unghiul $\beta$, corespunzător înfășurării curelei pe roata mică (fig. 11.3). La curelele late $\beta > 150°$, iar la cele trapezoidale $\beta > 120°$.

**Distanța dintre axe A.** Mărimea unghiului de înfășurare $\alpha$ crește cu distanța dintre axele de rotație. Valoarea minimă a unghiului de înfășurare $\beta$ fiind limitată, este necesară limitarea distanței dintre axe în funcție de diametrul roții mari $D_2$, după cum se indică în tabela 11.2.

*Tabela 11.2*

**Distanța minimă dintre axele de rotație și raportul de transmisie**

| Caracteristicile înfășurării curelei | A |
|---|---|
| Curea paralelă (fig. 11.2 *a*, *e*) | $A \geq 2D_1$<br>$i = D_2/D_1 \leqslant 8$ |
| Curea încrucișată (fig. 11.2, *b*) | $A \geq 3D_1$<br>$i = D_2/D_1 \leqslant 6$ |
| Curea semiîncrucișată (fig. 11.2, *c*) | $A = \sqrt{8D_1}$ |
| Transmisii cu curele trapezoidale | $A \geq 2(D_1 + D_2)$<br>$i = D_2/D_1 \leqslant 10$ |

### 11.1.3. CALCULUL CURELELOR LATE

Curelele late au secțiunea dreptunghiulară $A_c = \delta b$, de mărimi indicate standarde. Alegerea secțiunii se face pe baza calculelor de rezistență astfel:

$$A_c \sigma_u = \delta b \cdot \sigma_a = S_1 \; ; \quad \text{deci} \quad \boxed{\delta b = \frac{S_1}{\sigma_a}} \tag{11.7}$$

Deci, cunoscîndu-se tensiunea maximă $S_1$ din ramura activă a curelei și efortul unitar util $\sigma_u$ se poate determina secțiunea $A_c$.

Tensiunea maximă $S_1$ se determină cu formula lui *Euler*:

$$S_1 = F_u \frac{e^{\beta\mu}}{e^{\beta\mu} - 1} \tag{11.8}$$

în care:

$F_u$ este forța utilă determinată cu relația (11.1) în funcție de puterea $P$ (CP);

$e$ — coeficientul constant de valoare $e = 2{,}71$ reprezintă baza logaritmilor naturali;

$\beta$ — unghiul de înfășurare;

$\mu$ — coeficientul de frecare.

Valorile factorului $e^{\beta\mu}$ sînt gata calculate şi centralizate în tabele (tab. 11.3).

*Tabela 11.3*

**Valorile factorului $e^{\beta\mu}$**

| $\mu$ / $\beta°$ | 0,11 | 0,15 | 0,25 | 0,30 | 0,35 | 0,40 | 0,50 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | $e^{\beta\mu}$ | | | | | | |
| 120 | 1,23 | 1,37 | 1,69 | 1,87 | 2,08 | 2,31 | 2,85 |
| 140 | 1,28 | 1,45 | 1,84 | 2,08 | 2,35 | 2,66 | 3,39 |
| 150 | 1,30 | 1,48 | 1,92 | 2,19 | 2,50 | 2,85 | 3,70 |
| 160 | 1,32 | 1,52 | 2,01 | 2,31 | 2,66 | 3,06 | 4,04 |
| 170 | 1,35 | 1,56 | 2,10 | 2,44 | 2,83 | 3,28 | 4,41 |
| 180 | 1,37 | 1,60 | 2,19 | 2,57 | 3,00 | 3,51 | 4,81 |
| 190 | 1,39 | 1,64 | 2,29 | 2,70 | 3,19 | 3,77 | 5,25 |
| 200 | 1,42 | 1,69 | 2,39 | 2,39 | 3,39 | 4,04 | 5,75 |
| 210 | 1,44 | 1,73 | 2,50 | 3,00 | 3,61 | 4,33 | 6,25 |
| 220 | 1,47 | 1,78 | 2,61 | 3,16 | 3,83 | 6,65 | 6,81 |

*Tabela 11.4*

**Eforturile unitare $\sigma_c$ pentru curele din piele sau din alte materiale cu greutatea specifică apropiată de a pielei**

| v (m/s) | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $\sigma_c$ | 1 | 4 | 9 | 16 | 25 | 36 | 50 | nu se utilizează | | |

Valorile capacităţii utile $\sigma_u$ sînt date sub formă de diagrame în funcţie de raportul $\delta/D$ şi de viteza periferică $v$ (fig. 11.5).

Rezistenţa admisibilă $\sigma_a$ se determină pe baza rezistenţei la rupere $\sigma_r$, a coeficientului de siguranţă $C=4\ldots8$ şi a solicitărilor suplimentare : $\sigma_0$, $\tau_i$, $\sigma_c$.

$\sigma_0=12\ldots16$ kgf/cm² se datoreşte forţei $S_0$ de preîntindere a curelei la montaj pentru asigurarea funcţionării prin aderenţă.

$\sigma_i$ provine din încovoierea curelei prin înfăşurare pe roată $\sigma_i=E\delta/D_1$ ($E$ fiind modulul de elasticitate — v. tab. 11.1).

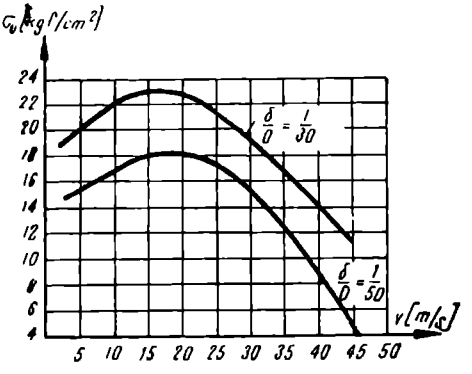



**Fig. 11.5. Diagrama variaţiei efortului unitar util $\sigma_u$ în funcţie de variaţia vitezei periferice $v$ şi a raportului $\delta/D$.**

$\sigma_d$ se datorește solicitării curelei prin forța centrifugă la care este supusă cureaua în perioada înfășurării pe roata mică. Valorile sale sînt indicate în tabela 11.4.

Eforturile unitare $\sigma_0$, $\sigma_i$, $\sigma_c$ scad capacitatea utilă de transmitere curelei, ceea ce se ia în considerație prin rezistența admisibilă $\sigma_a$ astfel :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{C} - (\sigma_0 + \sigma_i + \sigma_c) = \frac{\sigma_r}{C} - \sigma_s, \qquad (11.9)$$

### 11.1.4. CONSTRUCȚIA ROȚILOR

Numărul $z$ indică dacă roata se va construi cu brațe, spițe ($z>3$) sau sub formă de disc ($z<3$). Numărul brațelor $z$ se determină cu relația empirică $z=\left(\frac{1}{5}\ldots\frac{1}{7}\right)\sqrt{D}$. Luînd $z=\frac{1}{5}\sqrt{160}=2{,}5<3$, înseamnă că roata se va avea brațe de forma celei din figura 11.6, *a*, ci va fi de forma celei din figura 11.6, *b*. Pe figura 11.6 sînt indicate orientativ celelalte date constructive de bază ale roților pentru curele late.

**Exemplu de calcul**

**Să se dimensioneze elementele unei transmisii cu curea lată din *pînză cauciucată* fiind date :** $\sigma_r=450$ **kgf/cm²** ; $\mu=0{,}35$ ; $P=10$ CP ; $n=500$ rot/min ; $i=1$.

**Rezolvarea problemei este indicată în tabela 11.5.**

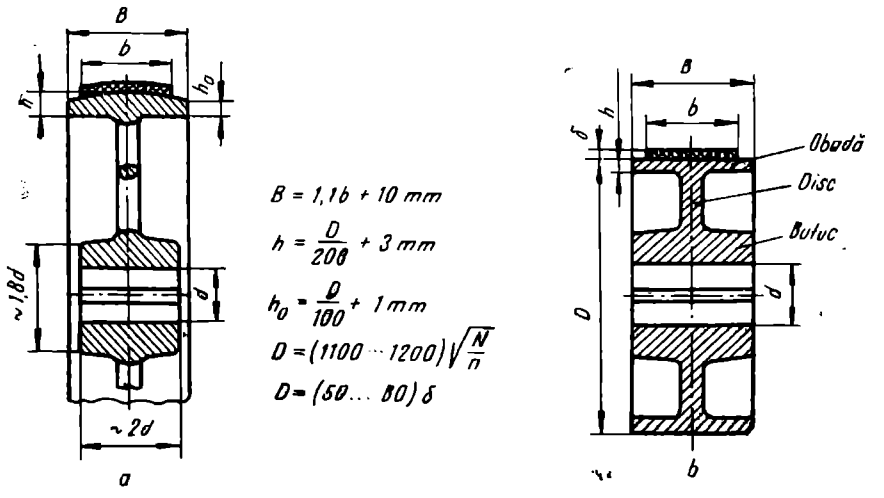



**Fig. 11.6. Elementele și formele constructive ale roților de transmisie prin curele : *a* — cu brațe (spițe) ; *b* — cu disc.**

*Tabela 11.5*

**Date pentru rezolvarea problemei**

| Parametrul | | | Formula de calcul | |
|---|---|---|---|---|
| Denumire | simbol | nr. relaţia | Forma | valoarea |
| Raportul de transmisie | $i$ | 11.2 | $i=\frac{n_1}{n_2}=1$ | 1 |
| Diametrul minim | $D$ | 11.4 | $D_1=D_2=1\,100\sqrt{\frac{10}{500}}\approx 156$ mm | 160 mm |
| Distanţa între axe | $A$ | Tab. 11.2 | $A>2D=2\times 160=320$ mm$\approx 350$ | 350 |
| Lungimea curelei | $L$ | 11.6 | $L=2A+\pi Dm+\frac{\Delta_2}{A}=2A+\pi Dm=$ $=2.350+3{,}14\ 160=1\,210$ | 1 210 mm |
| Forţa periferică utilă | $F_u$ | 11.1 | $F_u=\frac{4500P}{\pi Dn}=\frac{4\,500.10}{3{,}14.160.500}\approx 180$ | 180 kgf |
| Unghiul de înfăşurare | $\beta$ | | $\beta=180°$; deoarece $D_2=D_1=D$ | 180° |
| $e^{\beta\mu}$ | $e^{\beta\mu}$ | Tab. 11.3 | $e^{\beta\mu}=2{,}71^{\frac{\pi\cdot 180°.0{,}35}{180}}\approx 3$ | 3 |
| Tensiunea maximă | $S_1$ | 11.8 | $S_1=F_u\frac{e^{\beta\mu}}{e^{\beta\mu}-1}=180\frac{3}{3-1}=270$ | 270 kgf |
| Rezistenţa la întindere iniţială | $\sigma_0$ | | $\sigma_0=12\ldots 16$ kgf/cm$^2$ | 12,5 |
| Rezistenţa la încovoiere | $\sigma_i$ | Tab. 11.1 | $\sigma_i=E\frac{\delta}{D_1}=2000.\frac{1}{160}\approx$ $\approx 12{,}5$ kgf/cm$^2$ | 12,5 |
| Viteza periferică | $v$ | | $v=\frac{D}{2}\omega=\frac{D}{2}.\frac{2\pi n}{60}=\frac{\pi Dn}{60\,000}=$ $=\frac{3{,}14.160.500}{60\,000}\approx 4{,}2$ m/s | 4,2 |
| Rezistenţa datorită forţei centrifuge | $\sigma_c$ | Tab. 11.4 | $\sigma_c\approx 1$ kgf/cm$^2$ | 1 |
| Rezistenţa datorită solicitărilor suplimentare | $\sigma_s$ | | $\sigma_s=\sigma_0+\sigma_i+\sigma_c=12{,}5+$ $+12{,}5+1$ kgf/cm$^2$ | 26 |
| Rezistenţa admisibilă | $\sigma_a$ | 11.9 Tab. 11.1 | $\sigma_a=\frac{\sigma_r}{C}-\sigma_s=\frac{450}{4}-26\approx$ $\approx 84$ kgf/cm$^2$ | 84 |
| Secţiunea curelei (STAS 7503-66) | $A_c$ | 11.7 | $A_c=\delta b=\frac{S_1}{\sigma_a}=\frac{270}{84}\approx 3{,}2$ cm$^2$ | 3,2 cm$^2$ |
| Grosimea curelei | $\delta$ | | $\frac{\delta}{D}=\frac{1}{50}\ldots\frac{1}{80}$; $\delta=\frac{D}{80}=\frac{160}{80}=2$ | 2 mm |
| Lăţimea curelei | $b$ | | $b=A/\delta=3{,}2/0{,}2=16$ cm$=$ $=160$ mm | 160 |

Curelele trapezoidale nu au capete libere, deci sînt de construcție închisă (fără sfîrșit). Lungimea $L_p$ și suprafața secțiunii $A_c$ sînt standardizate (STAS 1162-67 și 7192-65) într-o gamă de 27 tipodimensiuni pentru lungimi, 7 secțiuni normale ($Y$, $Z$, $A$, $B$, $C$, $D$, $E$) și 5 secțiuni corespunzătoare curelelor trapezoidale înguste.

Calculele efectuate mai sus, se referă atît la transmisiile prin curele late cît și la cele prin curele trapezoidale. În relațiile generale de calcul ale curelelor trapezoidale se va lua în considerație lungimea primitivă $L_p$ corespunzătoare diametrului primitiv $D_p$ (fig. 11.7).

Roțile de curea necesită o execuție mai precisă pentru asigurarea unei montări și funcționări corecte și cu suprafețe prelucrate intenționat rugoase în vederea asigurării unei frecări cît mai mari cu suprafețele curelelor.

Deoarece secțiunile, lungimea curelelor și caracteristicilor roților destinate curelelor trapezoidale sînt standardizate, nu rămîne decît să se aleagă din tabele STAS secțiunea și lungimea curelei, apoi să se determine numărul de curele $z$ necesar transmisiei unei puteri efective date $P$, în kW:

$$\boxed{z = \frac{P}{P_0 K_1 K_2} \leqslant 12} \quad \text{[curele]}. \tag{11.10}$$

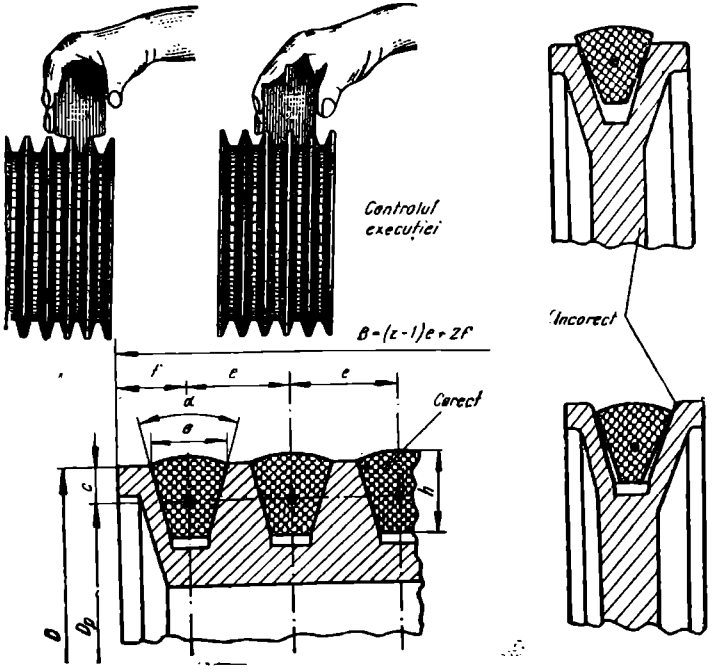



Fig. 11.7. Execuția corectă și cea incorectă a canalelor roților pentru montarea curelelor trapezoidale (STAS 1162-67).

În această relație $P_0$ reprezintă puterea transmisă de o singură curea cu secțiunea $A_c$ dată în tabele (STAS 1163-67), iar $K_1$ și $K_2$ sînt coeficienții de corecție ; $K_1$ depinde de regimul de lucru și de tipul mașinii antrenate, iar $K_2$ depinde de unghiul de înfășurare al curelelor pe roata mică. Valorile lor sînt date în standard (STAS 1163-67).

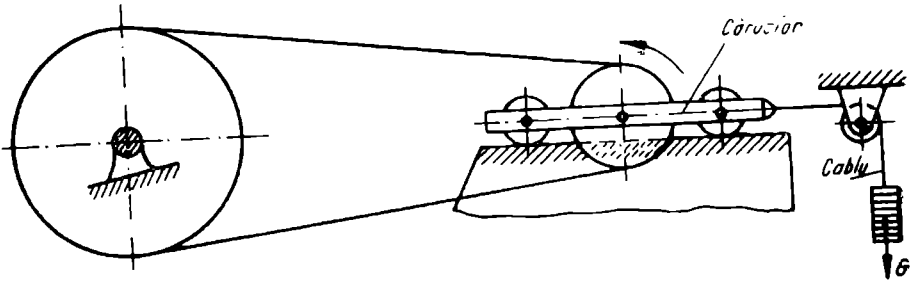



Fig. 11.8. Întinderea curelei prin dispozitiv cu greutăți de autointindere.

Raportul de transmisie $i$ se determină în funcție de valorile diametrelor primitive :

$$i = D_{p2}/D_{p1}.$$

Curelele trapezoidale se notează prin simbolul tipului secțiunii și numărul corespunzător mărimii lungimii $L_p$. De exemplu, *A* 2 500 STAS 1164-67 ; simbolul tipului secțiunii și lungimea $L$ ; setul numărului de curele (c) și standardul respectiv. De exemplu *A* 2 500 4 STAS 1164-67.

Caracteristicile constructive ale roților sînt de asemenea standardizate și se notează cu simbolul *RCT* urmat de : diametrul primitiv $D_p$, simbolul secțiunii canalului și unghiul canalului. De exemplu, *RCT* 800 B 34° STAS 1162-67 (roată pentru curea trapezoidală tipul *B* cu unghiul canalului B = 34°).

Pentru preîntinderea curelelor și menținerea tensiunii necesare asigurării aderenței se folosesc diferite sisteme. Un dispozitiv obișnuit cu contragreutăți este schematizat în figura 11.8. Acest sistem se aplică atunci cînd lagărul roții motoare este mobil.

## 11.2. TRANSMISII CU CABLU

### 11.2.1. NOȚIUNI GENERALE

Transmisia cu cablu funcționează tot prin aderență ca și transmisia cu curele.

Ca organ intermediar de tracțiune, *cablul* este un ansamblu format din fire textile sau metalice grupate prin *cablare* (răsucire elicoidală sau împletire)

(fig. 11.9). Se disting : cabluri *rotunde* (fig. 11.9, *a*...*d*) ; cabluri *plate* ; cabluri cu *toron rotund sau profilat* ; cabluri cu *inimă nemetalică* (vegetală — minerală — sau din fire sintetice) ; cabluri răsucite spre *dreapta* sau spre *stînga* (fig. 11.9, *b*) sau cu firele spre dreapta, iar toroanele spre stînga și invers.

Domeniul de utilizare a cablurilor este foarte larg. Ele se folosesc în special la mașinile de ridicat și de transportat (fig. 11.9, *f* — electropalanul), la scripeți, pentru ridicarea greutăților, la macarale, trolii, excavatoare, teleferice ș.a.

Îmbinarea cablurilor este necesară pentru a obține lungimi mari. Fixarea capetelor de cablu (fig. 11.9, *d*) se face pentru a putea fi încărcat la unul din capete și legat solidar cu toba de înfășurare la celălalt capăt. Bucla de capăt a cablului (fig. 11.9, *e*) este necesară prinderii la cîrligul de ridicare. Pentru fixare și legare se aplică metode speciale, specifice acestui element după cum se poate urmări pe figură.

### 11.2.2. ALEGEREA DIAMETRULUI CABLULUI STANDARDIZAT ȘI AL ROLEI DE ÎNFĂȘURARE

Formele și dimensiunile cablurilor sînt standardizate. În tabelele de dimensiuni se indică diametrul exterior $d$ al cablului, materialul — prin — rezistența $\sigma_r$ de rupere a sîrmei și sarcina mimimă de rupere $P_r$.

Alegerea diametrului din tabele (STAS) se face pe baza sarcinii de calcul $P_c$ (efortul pe ramura cablului care se înfășoară pe rolă) și a coeficientului de siguranță $C$, respectînd condiția :

$$\boxed{P_r \geqslant CP_c} \quad [\text{kgf}], \tag{11.11}$$

Valorile coeficientului de siguranță $C$ variază în limite largi ($C=4...8$) și se adoptă numai prin respectarea prescripțiilor standard (STAS 7526-66).

Forței $P_r$ îi corespunde un cablu de diametru $d$ prevăzut în standard, cu ajutorul căreia se determină diametrul $D$ al rolei de înfășurare (fig. 11.9, *g*) :

$$\boxed{D=(e-1)d} \tag{11.12}$$

Coeficientul de calcul $e$ se adoptă conform prescripțiilor STAS 7526-66.

**Exemplu de calcul**

Să se dimensioneze un cablu simplu destinat unei macarale cu capacitatea $P_c \leqslant 1$ tf.

*Rezolvare.* Pentru aplicarea relației (11.11) este necesară cunoașterea valorii coeficientului de siguranță $C$, care se alege din STAS 7526-66 (tabela 1 A), $C=6$, rezultă valoarea sarcinii minime de rupere $P_r$ :

$$P_r \geqslant CP_c = 6 \cdot 1\,000 = 6\,000 \text{ kgf}.$$

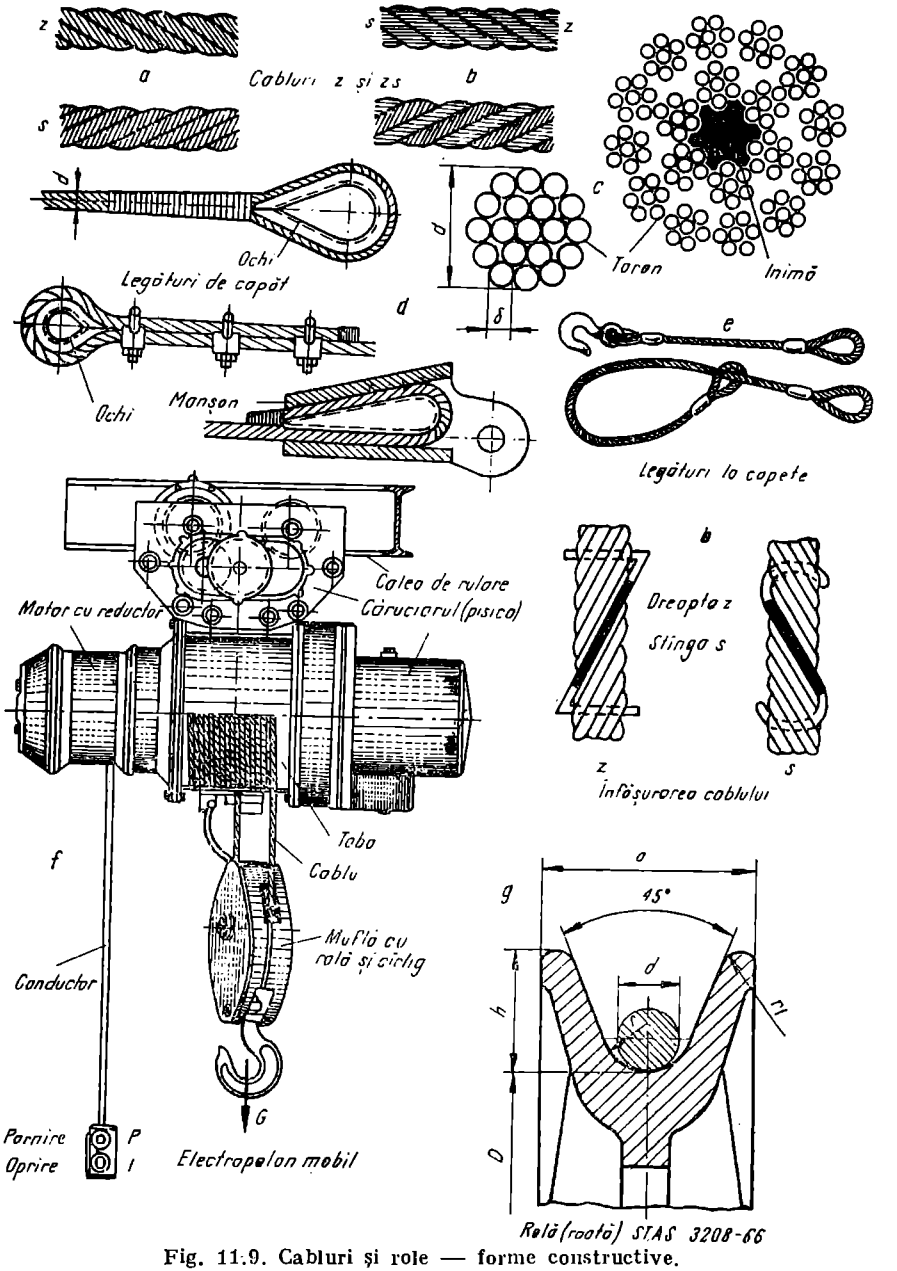



Fig. 11.9. Cabluri și role — forme constructive.

Confruntînd această valoare cu cele ale forțelor minime de rupere $P_r$ indicate în tabela 2 (STAS 1513-66), rezultă un cablu de construcție simplă avînd $P_r = 6\,442$ kgf, și diametrul nominal de 8 mm, format din $1+6=7$ fire de sîrmă cu diametrul $\delta = 2{,}6$ mm și rezistența sîrmei $\sigma_r = 140$ kgf/mm², notat astfel:

*Cablu simplu zincat — 9,0—1×7—140—STAS 1513-66.*

## 11.3. TRANSMISII CU LANȚURI

Lanțurile sînt elemente de tracțiune formate din *zale* articulate între ele. Rolul lor funcțional este același ca al cablurilor sau al curelelor. Principiul transmisiei este însă diferit. El se bazează pe angrenarea lanțului cu dantura roților (fig. 11.10).

Transmisia prin lanț se utilizează la acționarea manuală a palanelor, la antrenarea arborilor paraleli din cutile de viteze, la mașini rutiere, la mașini agricole, la troliile instalațiilor de foraj etc.

Tipurile de lanțuri se deosebesc prin forma zalelor (fig. 11.10) și a danturii roților respective.

Lanțurile de transmisie cu role și zale sînt standardizate și simbolizate în aproape 40 tipodimensiuni (STAS 5174-66).

În general se utilizează pentru transmiterea între axe paralele distanțat pînă la 10 m.

Raportul de transmisie este: $i \leqslant 8$ pentru viteze medii, iar pentru cele lente $\leqslant 15$. Acest raport se poate determina astfel:

$$i = \frac{z_2}{z^1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}. \qquad (11.13)$$

Distanța optimă dintre axe se determină cu relația (11.14)

$$\boxed{A = (30 \ldots 50)\ p} \quad [\text{mm}]. \qquad (11.14)$$

Pentru asigurarea săgeții de montaj a lanțului se micșorează distanța dintre axe $A$ cu $(0{,}002 \ldots 0{,}004)\ A$.

Cunoscîndu-se distanța dintre axe, numărul de dinți al fiecărei roți $z_1$, $z_2$ și pasul $p$, se poate determina numărul de zale $n$:

$$\boxed{n = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2A}{p} + \frac{p}{A}\left(\frac{z_2 - z_1}{2}\right)^2} \qquad (11.15)$$

*Materiale.* Deoarece lanțurile și roțile sînt supuse la uzură principala grupă de materiale folosite pentru construcția elementelor componente o reprezintă oțelul carbon de calitate (OLC 15, OLC 20, OLC 45, OLC 50) și oțelurile, ca: CN 15; CN 30, 40 C 10, tratate termic pînă la 40—50—60 HRC (HRC = =unități de duritate superficială *Rockwell C*).

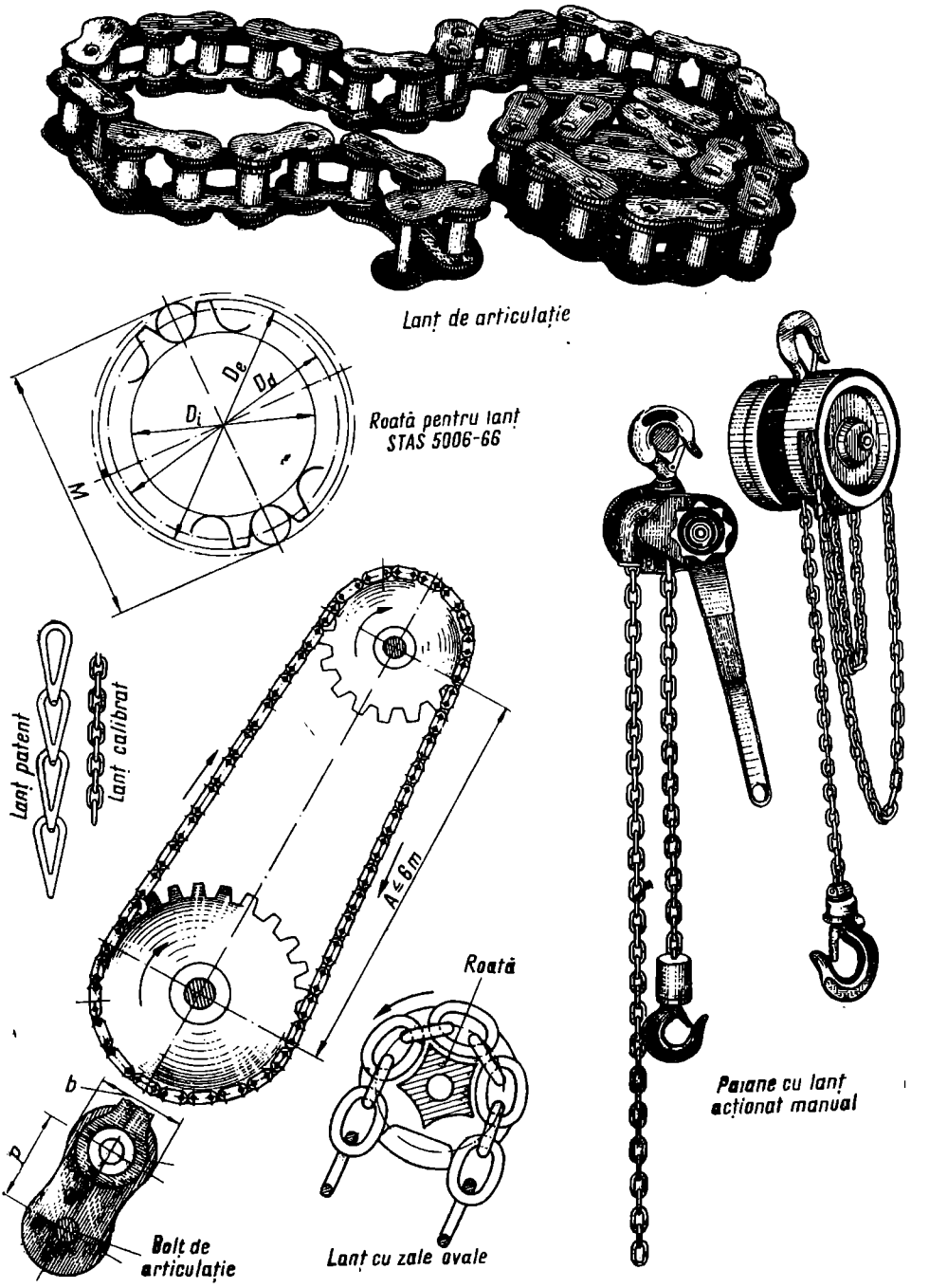
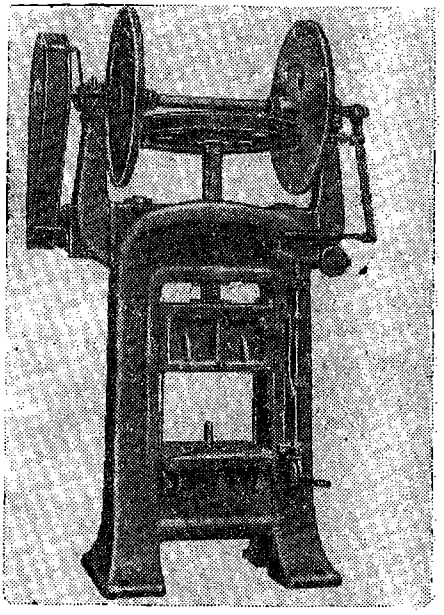



Fig. 11.10. Diferite forme constructive de lanţuri şi transmisii cu lanţ.



CAPITOLUL

12

# TRANSMISII CU ROŢI CU FRICŢIUNE

## 12.1. TIPURI CONSTRUCTIVE, DOMENII DE UTILIZARE, MATERIALE

Roţile de fricţiune fac parte din organele folosite în scopul transmiterii mişcării de rotaţie prin contact direct. Cele mai simple mecanisme de transmitere directă a puterii prin contact direct cu fricţiune sînt formate din roţi cilindrice cu periferia dreaptă avînd diametrele cercurilor de rostogolire $D_{r1}$ şi $D_{r2}$ (fig. 12.1).

Aceste tipuri de transmisii sînt foarte simple, au dimensiuni mici, funcţionează fără şocuri, cu zgomot redus şi cu posibilitatea de a patina în cazul suprasolicitărilor, protejînd astfel instalaţiile respective.

Pe una din roţi aflată în mişcare de rotaţie cu viteza $v_1$ montată pe lagăre deplasabile, se apasă cu forţă $Q$. În zona periferică de contact dintre roţi apare forţa de frecare $F$ capabilă să transmită puterea şi mişcarea între doi arbori paraleli (fig. 12.1, *a*) sau care se intersectează (roţi conice cu contact exterior, (fig. 12.1, *b*).

Legătura între forţa de frecare $F$ dintre roţi, avînd efect favorabil, forţa periferică utilă $F_u = \frac{2M_t}{D_1}$ şi forţa de apăsare $Q$, este $F = \mu Q \geqslant F_u$.

Se consideră un coeficient de siguranță împotriva alunecării $C=1,25...$ $...1,8$ cu care se mărește forța $F$, adică $CF=\mu Q$. Deci:

$$Q=\frac{CF}{\mu}=(8...12)F \qquad (12.1)$$

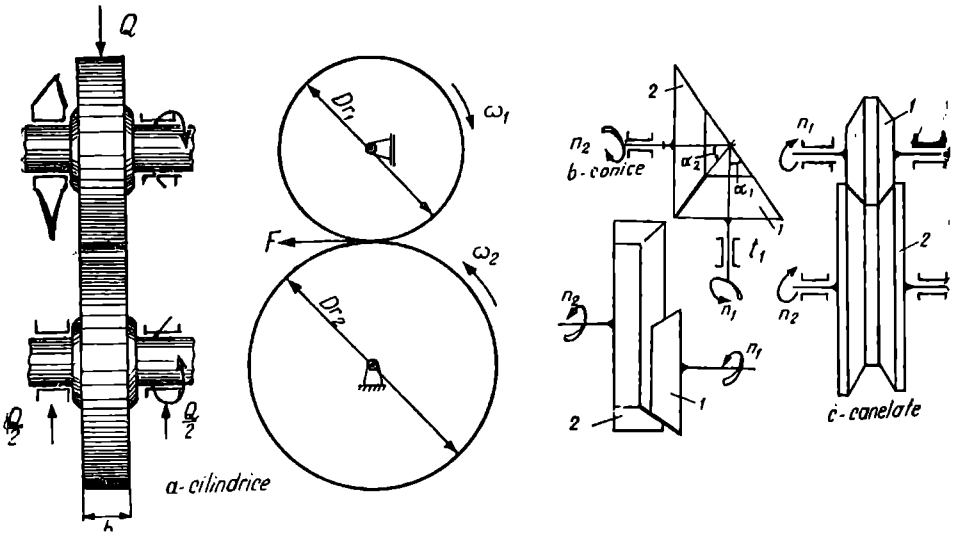



Fig. 12.1. Tipuri constructive de transmisii cu roți cu frictiune.

Rezultă necesitatea unor eforturi $Q$ de apăsare, în medie de 10 ori mai mare decît efortul necesar a fi transmis, ceea ce încarcă mult arborii și lagărele. Din această cauză principală, domeniul de utilizare a transmisiilor cu roți cu frictiune este limitat la puteri mici pînă la 30 CP. Aceste puteri pot fi depășite prin folosirea roților cu frictiune cu caneluri avînd secțiunea trapezoidală în care pătrunde obada roții cu profil conjugat (fig. 12.1, *c*). Datorită efectului de pană, pentru a transmite aceeași putere este necesară o forță de apăsare $Q$ de trei ori mai mică.

*Materialele* utilizate în construcția roților cu frictiune trebuie să asigure un coeficient de frecare cît mai mare, o rezistență sporită la presiunea de contact și o comportare satisfăcătoare împotriva uzării superficiale. Aceste materiale sînt: fontă ($\mu=0,17$); oțel ($\mu=0,16$); textolit ($\mu=0,22$); ferodo ($\mu=$ $=0,35$); piele ($\mu=0,3$); cauciuc ($\mu=0,3$) etc.

## 12.2. ELEMENTE DE CALCUL

Pentru asigurarea bunei funcționări a transmisiei se urmărește evitarea alunecării specifice, dar aceasta nu poate fi exclusă. Dacă cele două roți cu frictiune reprezentate prin cercurile de rostogolire cu diamtrele $D_{r1}$ și $D_{r2}$

s-ar rostogoli între ele fără să alunece, în acest caz vitezele lor periferice ar fi egale, iar raportul de transmisie $i$ constant.

Alegîndu-se mărimea diametrului roții conducătoare $D_{r_1}$ și cunoscîndu-se raportul de transmisie $i=\frac{n_1}{n_2}$ se poate determina diametrul roții conduse:

$$\boxed{D_{r2}=iD_{r_1}} \tag{12.2}$$

Alunecarea dintre roțile cu fricțiune fiind inevitabilă se introduce un coeficient de compensare $\varepsilon=1{,}02\ldots1{,}05$ de care se ține seama în determinarea diametrului $D_{r2}$ al roții conduse, astfel:

$$\boxed{D_{r2}=\frac{i}{\varepsilon}D_{r1}} \tag{12.3}$$

Rezultă că datorită alunecării, diametrul real al roții cu fricțiune conduse $D_{r2}$ determinat cu relația (12.3) este mai mic decît diametrul teoretic prin care nu se ia în considerație lunecarea specifică determinată cu relația (12.2)

Pentru asigurarea unui raport de transmisie constant nu se folosesc transmisii cu roți cu fricțiune, ci transmisii cu roți dințate, numite angrenaje.

*Diametrul arborelui* motor $d_1$ și al rolei $D_{r_1}$ trebuie să asigure transmiterea integrală a momentului de torsiune $M_t=Q\tau_{at}$.

$$M_t=71\,620\frac{N}{n_1}=\frac{\pi d_1^3}{16}\tau_{at};$$

deci:

$$\boxed{d_1=\sqrt[3]{\frac{71\,620\cdot16}{\pi\tau_{ap}}\frac{N}{n_1}}} \tag{12.4}$$

$N$ reprezintă puterea în cai putere.

Cunoscînd diametrul $d_1$ al arborelui rezultă $D_{r_1}$ și $D_{r2}$:

$$\boxed{D_{r_1}=(5\ldots10)d_1}\ ;\ \text{respectiv}\ \boxed{D_{r2}=\frac{i}{e}D_{r1}} \tag{12.5}$$

Lățimea $b$ se determină pe baza forței de apăsare $Q$ și a rezistenței admisibile la contact liniar $\sigma_{as}$; astfel $Q=b\sigma_{as}$. Valoarea $\sigma_{as}=(25\ldots30)$ HB, pentru oțeluri și 1,5 $\sigma_{ri}$ pentru fonte.

## 12.3. VARIATOARE DE TURAȚIE

Roțile cu fricțiune sînt utilizate și în construcția variatoarelor continue de turație. De obicei, arborele conductor are o turație constantă. Cînd este necesară o turație continuu variabilă a arborelui condus se poate construi

un variator cu roți de fricțiune de tipul celui din figura 12.2. Viteza periferică a roții *1* variind liniar, $v_1 = R_x\omega_1$, rezultă că viteza roții *2* depinde de zona de contact, adică de distanța $R_x$. De aceea roata *2* se construiește cu posibilitatea deplasării axiale, astfel încît distanța de contact $R_x$ poate varia de la $R_{min}$ la $R_{max}$.

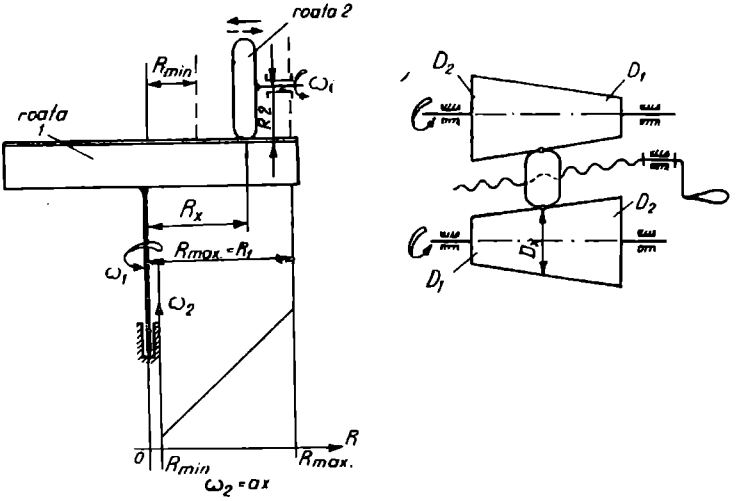



Fig. 12.2. Tipuri constructive de valoare de turație:
*a* — cu roți plane; *b* — cu roți conice și rolă intermediară.

Considerîndu-se transmiterea mișcării fără alunecare, vitezele periferice vor fi egale $v_1 = v_2$ deci $\omega_1 R_x = \omega_i R_2$ și rezultă:

$$\omega_i = \frac{\omega_1}{R_2} R_x = aR_x = \omega_2 \qquad (12.6)$$

ceea ce indică variația liniară a vitezei roții *2* în funcție de variabila $R_x$, după cum se poate urmări pe diagrama din figură.

În figura 12.2, *b* este reprezentat schematic un variator de turație cu roți conice și cu rolă intermediară.

În figura 12.3 este reprezentată schema unui variator cu posibilitatea inversării turației. Sensul rotației arborelui II se schimbă după cum contactul cu roata *2* are loc în zona *A* sau în zona opusă *B*, ceea ce se obține prin deplasarea axială a sistemului de roți *1*.

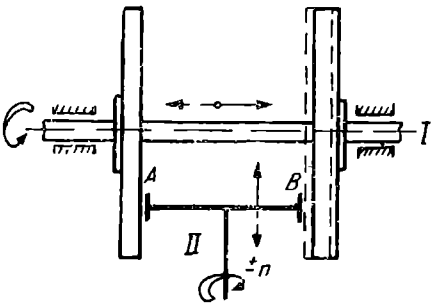
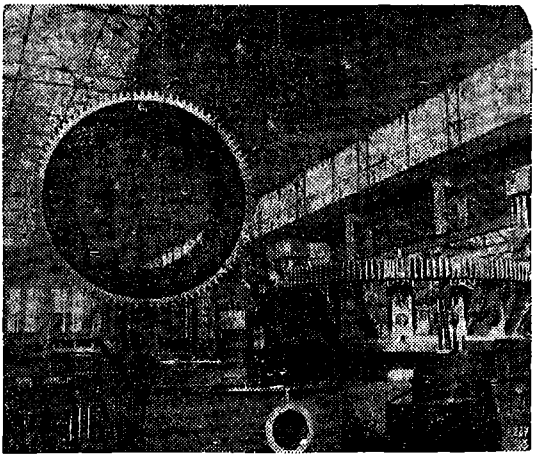



Fig. 12.3. Variator și inversor de turație cu roți de fricțiune.

CAPITOLUL

13



# TRANSMISII CU ROŢI DINŢATE

## 13.1. NOŢIUNI GENERALE DESPRE ANGRENAJE

Mecanismele cu roţi cu fricţiune nu pot asigura mişcarea uniformă a arborilor, deci nu pot realiza o valoare constantă a raportului de transmisie $i$ şi nici transmiterea unor putei mari. Astfel de incoveniente nu apar în funcţionarea mecanismelor cu roţi dinţate numite angrenaje. Un angrenaj este format dintr-o pereche de roţi dinţate, una *conducătoare*, iar cealaltă *condusă*.

Suprafeţele cilindrice, reprezentate prin cercurile de rostogolire $D_{r1}$, $D_{r2}$ (fig. 12.1 ; 13.1), se rostogolesc între ele, fără alunecare, dacă în afară şi în interiorul acestor cercuri, deci pe periferia lor, se execută, nişte proeminenţe, *dinţi* şi goluri asemănătoare. Astfel, alunecarea relativă a suprafeţelor de contact — reprezentate prin cercurile de rostogolire — este exclusă, deoarece mişcarea nu se mai transmite, prin forţa de frecare ci printr-o forţă de apăsare între dinţi. În perioada transmiterii mişcării, dinţii roţii conducătoare pătrund succesiv în golurile dintre dinţii roţii pereche conjugate şi realizează o presiune de contact antrenîndu-i prin *angrenare*.

Raportul de transmisie $i$ este definit ca în cazul transmisiei cu roţi cu fricţiune, dar este constant :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{D_{r2}}{D_{r1}} = \text{const.} \qquad (13.1)$$

Înălţimea capetelor dinţilor este limitată în exterior de cercul de strunjire avînd diametrul $D_e$, iar în interior la picioarele dinţilor corespunde cercul interior $D_i$ (fig. 13.1).

În construcția modernă de mașini și aparate, transmisia cu roți dințate constituie mecanismul cel mai important și cel mai utilizat. Astfel, construcția unui automobil ca și aceea a unui strung cuprinde zeci de roți dințate. În schemele cinematice ale unor mașini-unelte complexe se află sute de roți dințate.

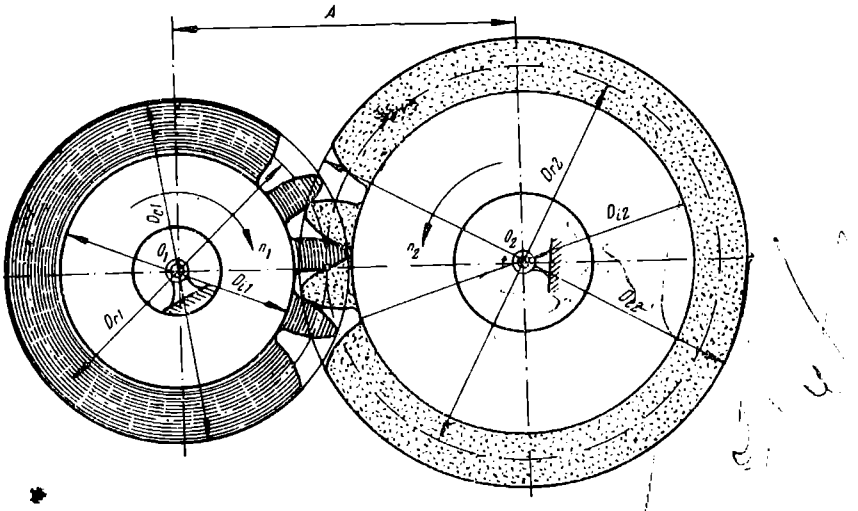



Fig. 13.1. Angrenaj cu roți dințate cilindrice cu dinți drepți:
$D_{r1}$, $D_{r2}$ — diametrele de rostogolire; $D_{e1}$, $D_{e2}$ — diametrele prin vîrfurile dinților;
$D_{i1}$, $D_{i2}$ — diametrele suprafețelor de la baza dinților.

*Rol funcțional.* Angrenajele sînt utilizate la transmiterea mișcării de rotație de la un arbore conducător la altul condus, realizînd un raport de transmisie $i$ între viteze. Transmiterea mișcării este totdeauna însoțită de transmiterea unor momente de torsiune $M_t$, adică a unui lucru mecanic $L$, deci a unei puteri $N$.

*Domeniul de utilizare* a angrenajelor este vast. Executate îngrijit și montate corect pot garanta siguranța în funcționare la viteze și puteri reduse (cazul ceasornicelor; aparatelor etc.), la puteri de zeci de mii de kilowați (mașini grele) și la viteze periferice ridicate pînă la 100—150 m/s (mașini rapide).

Gama dimensiunilor roților dințate este determinată de stadiul general al construcției de mașini. În prezent se pot executa roți dințate cu diametrele cuprinse între fracțiuni de milimetru pînă la diametre de strunjire $D_e > 10$ m. În țara noastră se execută în prezent roți dințate cu diametre de peste 5 000 mm.

La turații mari, angrenajele în funcționare produc zgomote de intensitate proporțională cu turația $n$ și invers proporțională cu precizia de execuție și montaj. La angrenajele cu dinți *înclinați*, în V sau în *curbă*, zgomotul este mai redus.

Clasificarea generală a angrenajelor şi a roţilor dinţate este schematizată în tabela 13.1 şi ilustrată prin figura 13.2.

*Materialele* cele mai utilizate în construcţia roţilor dinţate sînt: oţeluri (tab. 13.2), fonte, alamă, bronz şi diferite materiale plastice.

*Tabela 13.1*

**Clasificarea roţilor dinţate şi a angrenajelor**

| Denumirea criteriului de clasificare | Denumirea angrenajului | Poziţia în figura 13.2 | Denumirea roţii |
|---|---|---|---|
| Poziţia axelor de rotaţie | — cu axe paralele<br>— cu axe care se intersectează în plan<br>— cu axe încrucişate în spaţiu | I *a, b, c, d*<br>II-*e*<br>III-*f, g, h* | — cilindrice<br>— conice<br>— elicoidale |
| Sensul de mişcare al roţilor angenate | — în sens opus sau diferit<br>— în acelaşi sens | *a, b, d,*<br>*e, f, g, h, c* | — cu dantura exterioară<br>— cu dantura în interior |
| Caracterul mişcării | — fără transformarea mişcării de rotaţie<br>— cu transformarea mişcării de rotaţie în mişcare de translaţie sau invers | *a, b, c,*<br>*d, e, f, h,*<br>*g* | — roată<br>— roată cremalieră |
| Orientarea axei longitudinale a dinţilor faţă de generatoarea suprafeţei supusă danturării | — corespunde denumirilor roţilor | *a, c, e, g*<br>*b*<br>*d*<br>*f* | — cu dinţi drepţi<br>— cu dinţi înclinaţi (elicoidali)<br>— cu dinţi înclinaţi în *V* sau *W*<br>— cu dinţi curbi |
| Forma suprafeţei de danturare | — corespunde denumirilor roţilor | *a—d*<br>*e—f*<br>*h*<br>—<br>— | — cilindrică<br>— conică<br>— melcată<br>— alte forme de revoluţie<br>— necirculare |
| După forma curbei flancurilor | — | *a—h* | — evolventă; cicloidală; arc de cerc |

## 13.2. CONDIŢIILE DE BAZĂ ALE CONSTRUCŢIEI PROFILULUI

Profilul dinţilor trebuie astfel construit încît să asigure un raport de transmisie constant. Aceasta este *condiţia fundamentală* a profilului angrenajului cu roţi dinţate.

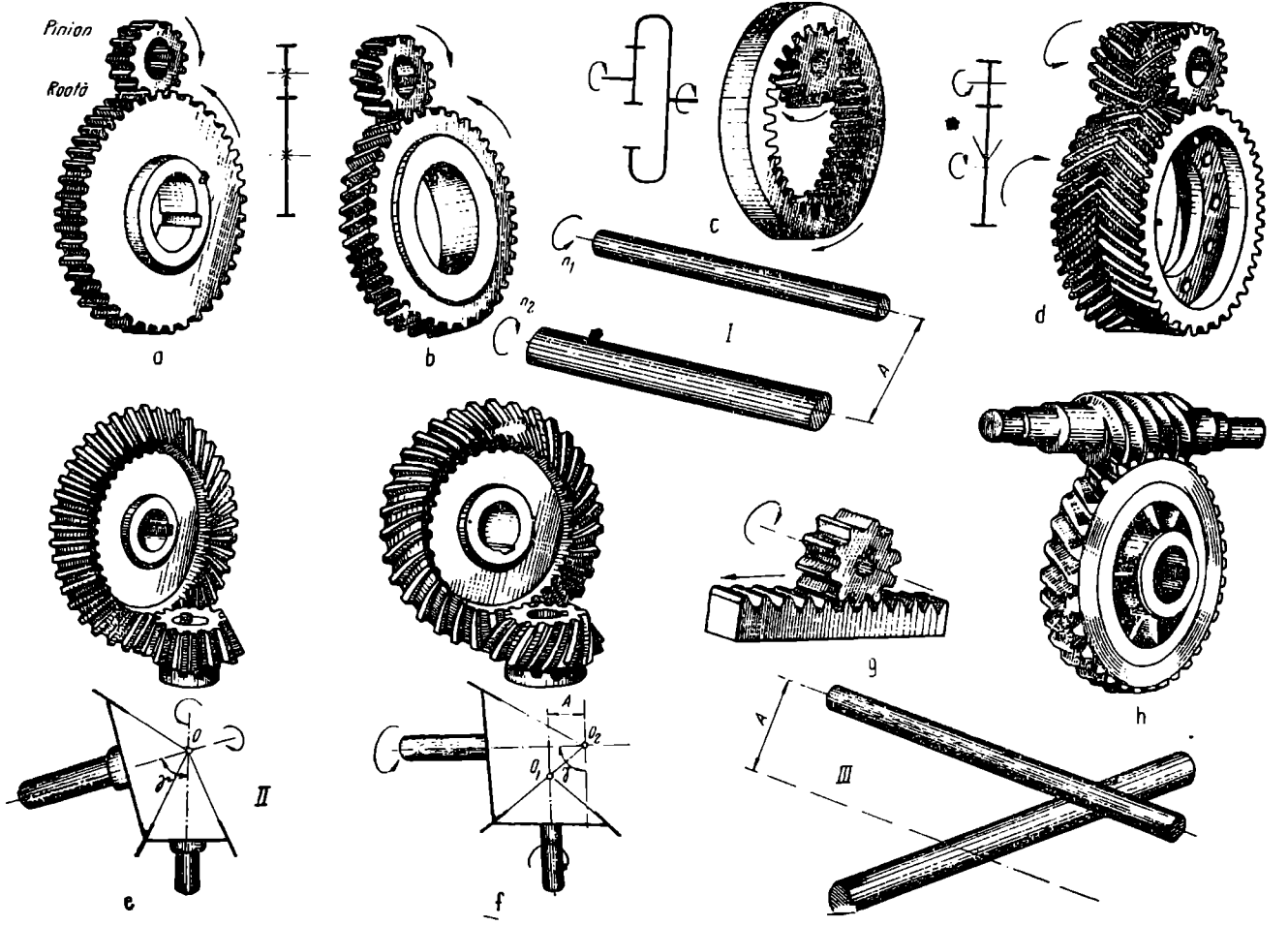



Fig. 13.2. Principalele tipuri de angrenaje cu roți dințate.

*Tabela 13.2*

**Exemple de mărci de oțeluri indicate în construcția roților dințate**

| Condițiile de funcționare ale roții | Oțelurile și tratamentele termice recomandate |
|---|---|
| 1 | 2 |
| Roți dințate:<br>Foarte greu solicitate (viteze periferice mari 12 m/s și presiuni specific foarte mari; cu șoc). | Oțeluri de cementare aliate (13 CN 33; 18 1MoCN 3; 20 MoN 35; 18 MoCN 06; 21 MoMC 12; 21 TMC 12) cementate pe adîncime mai mare de 1,5 mm și călite la 58—62 HRC în suprafață și 30—40 HRC în miez. |
| Greu solicitate (viteze periferice mari și presiuni specifice mari, cu șoc). | Oțeluri de cementare aliate (13 CN 30; 14 MoMC 12; 18 MC 10; 15 C 08) cementate pe adîncimea de 1,0—1,5 mm sau carbonitrurate pe adîncimea de 0,6—0,8 mm și călite la 55—60 HRC în suprafață și 20—30 HRC în miez. |
| Mediu solicitate (viteze periferice mijlocii 8—12 m/s și presiuni specifice mari,; cu șoc). | Oțeluri carbon și aliate (OLC 45S; OLC 55; 40C10; 41 MoC 11) îmbunătățite la 30—35 HRC și călite superficial la 50—55 HRC. |
| Mediu solicitate (viteze mijlocii și mici 4—8 m/s și presiuni specifice mari; fără șoc). | Oțeluri aliate (35 CMS 13; 40 C 10; 50 VC 11; 41 MoC 11) îmbunătățite global la 45—50 HRC; pentru mărirea rezistenței la uzare se poate aplica cianurarea pe adîncimea de 0,2—0,3 mm cu călire directă și revenire joasă (55 HRC în strat și 40—45 HRC în miez) sau îmbunătățire la 40—45 HRC urmată de călire superficială la 52—56 HRC; excepție oțelul 35 CMS 13, care în schimb poate fi călit izoterm. |
| Slab solicitate (viteze mijlocii 6—12 m/s și presiuni specifice mici; cu șoc). | Oțeluri carbon de cementare (OLC 15; OLC 25) cementate pe adîncimea de 0,6—1 mm și călite la 55—60 HRC în suprafață sau carbonitrurate pe adîncimea de 0,4—0,6 mm și călite direct; |
| Slab solicitate (viteze mici 6 m/s, presiuni specifice mici; cu sau fără șoc). | Oțeluri carbon sau aliate (OLC 45; OLC 55; 35 M 16; 40 C 10; 27 MS 12; 31 CMS 10; 35 CMS 13) îmbunătățite la 20—25 HRC; oțel carbon sau aliat turnat HR. |
| Foarte slab solicitate. | Oțeluri carbon obișnuite cu 0,25—0,5% C n tratate; OL 42; OL 50; OL 60; oțeluri carbon turnate OT 45; OT 50; fontă turnată. |
| Melci (arbori melcați). | 15 C 08; 13 CN 30; 21 MoMc 12 călit și revenite la 65—63 HRC; OLC 45; 40 C 10; 41 CM 12 călite în adîncime și revenite la 45—55 HRC |

Reprezentînd o pereche de roți dințate, cu distanța între centrele de rotație $O_1O_2=A$, numai prin flancurile a doi dinți aflați în contact în punctul $C$ (fig. 13.3), viteza punctului $C$ de pe roata *1* este, $v_1=O_1C\omega_1$, ($v_1 \perp O_1C$), iar de pe roata *2* este $v_2=\overline{O_2C}\omega_2$ ($v_2 \perp \overline{O_2C}$).

În punctul comun $C$, flancurile aflate în contact admit o dreaptă normală comună $NN$ și o tangentă la profil $TT$.

Proiecțiile vitezelor $v_1$ și $v_2$ pe direcția normalei comune $NN$ nu pot avea valori diferite.

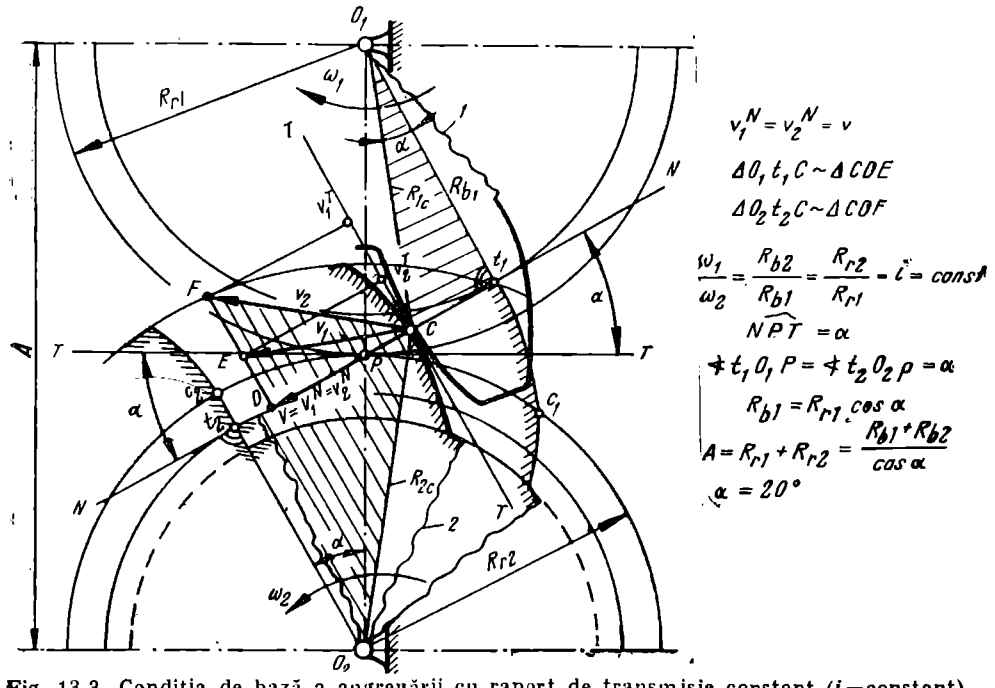

$v_1^N = v_2^N = v$
$\Delta O_1 t_1 C \sim \Delta CDE$
$\Delta O_2 t_2 C \sim \Delta COF$
$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{b2}}{R_{b1}} = \frac{R_{r2}}{R_{r1}} = i = const$
$\widehat{NPT} = \alpha$
$\sphericalangle t_1 O_1 P = \sphericalangle t_2 O_2 P = \alpha$
$R_{b1} = R_{r1} \cos\alpha$
$A = R_{r1} + R_{r2} = \frac{R_{b1} + R_{b2}}{\cos\alpha}$
$\alpha = 20°$

Fig. 13.3. Condiția de bază a angrenării cu raport de transmisie constant ($i$=constant).

Presupunîndu-se că $v_1^N > v_2^N$ rezultă că profilul unui dinte pătrunde în profilul celuilalt ($v_1^N > v_2^N$), ceea ce nu este posibil, întrucît materialele danturii sînt rigide. Dacă $v_1^N < v_2^N$ rezultă că roata *2* se rotește mai repede decît roata *1* ceea ce nu este posibil.

Deci : $$\boxed{v_1^N = v_2^N = v} \qquad (13.2)$$

Coborîndu-se perpendiculara din centrele roților $O_1$ și $O_2$ pe normala $NN$ se obțin punctele $t_1$ și $t_2$ apoi urmărindu-se corespondența dintre laturi și unghiuri rezultă :

$$\Delta O_1 t_1 C \sim \Delta CDE \; ; \; \Delta O_2 t_2 C \sim \Delta CDF.$$

Cu această construcție se definesc și *razele cercurilor de bază* $R_{b1}$ și $R_{b2}$. Latura $CD = v$ este comună triunghiurilor $CDE$ și $CDF$, încît au loc relațiile :

$$\frac{CD}{O_1 t_1} = \frac{CE}{CO_1} \text{; sau } \frac{v}{Rb_1} = \frac{v_1}{CO_1} \text{ ; deci :}$$

$$\boxed{\frac{v}{v_1} = \frac{Rb_1}{R_1 c}}$$

Procedîndu-se în mod asemănător se obține :

$$\boxed{\frac{v}{v_2} = \frac{R_{b2}}{R_{2c}}}$$

Din aceste relații rezultă :

$$v = \frac{v_1 R_{b1}}{R_{1c}} = \frac{R_2 R_{b2}}{R_{2c}} = \omega_1 R_{b1} = \omega_2 R_{b2} \tag{13.3}$$

de unde se deduce o nouă expresie care dovedește că raportul de transmisie prin angrenaj $i$ este constant, deoarece $R_{b1}$ și $R_{b2}$ sînt invariabile.

Deci :

$$\boxed{\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{t2}}{R_{b1}} = i = \text{const.}} \tag{13.4}$$

Urmărindu-se construcția grafică din figura 13.3 și conținutul relațiilor de mai sus, rezultă și alte concluzii de bază pentru construcția profilului dinților și anume :

— Profilurile dinților a două roți conjugate trebuie astfel construite încît curbele flancurilor să admită o normală comună $NN$.

Normala comună $NN$ este și tangentă comună la cercurile de raze $R_{b1}$ și $R_{b2}$ generînd cele două flancuri în contact cînd se rostogolește pe un cerc sau pe celălalt cerc de bază.

— De la intrarea în angrenare (primul contact $t_1$), pînă la ieșirea din angrenare (ultimul contact $t_2$), o pereche de dinți se menține permanent în contact descriind traiectoria $NN$ numită *direcție de angrenare.*

— Normala comună $NN$ *împarte* distanța dintre centrele de rotație $O_1O_2 = A = \text{const.}$ în *două părți* constante $O_1P = R_{r1}$ și $O_2P = R_{r2}$.

— Traiectoria $t_1t_2$ descrisă de succesiunea punctelor de contact $C$ de la intrarea pînă la ieșirea din angrenare se numește *linie de angrenare.*

— Punctul $P$ prin care trece linia de angrenare $t_1t_2$ suprapusă tangentei comune $NN$ deci normalei comune, reprezintă centrul instantaneu de rotație a cercurilor de rostogolire fără alunecare. Acest punct $P$ se numește *polul angrenării.*

— Direcția tangentei comune $NN$ la cercurile de bază formează cu direcția tangentei comune $TT$ (perpendiculară pe direcția centrelor $O_1O_2$) *unghiul de angrenare* $\alpha$, un alt parametru al angrenajului.

Majoritatea profilurilor se construiesc, cu un unghi de angrenare $\alpha = 20°$ după prevederile standard (STAS 821-63).

Astfel de condiții fundamentale sînt cele complet satisfăcute de *curbele ciclice* [*evolventa* (fig. 13.4, *a*). *cicloida* etc.]. Caracteristicile geometrice ale evolventei ușurează procesul tehnologic de prelucrare a danturii. De aceea, familia curbelor evolvente (fig. 13.4, *b*) este cea mai utilizată în construcția roților dințate.

**Gradul de acoperire.** O altă condiție necesară realizării unui raport de transmisie constant este asigurarea uni *grad de acoperire* $\varepsilon$ supraunitar. Cu va-

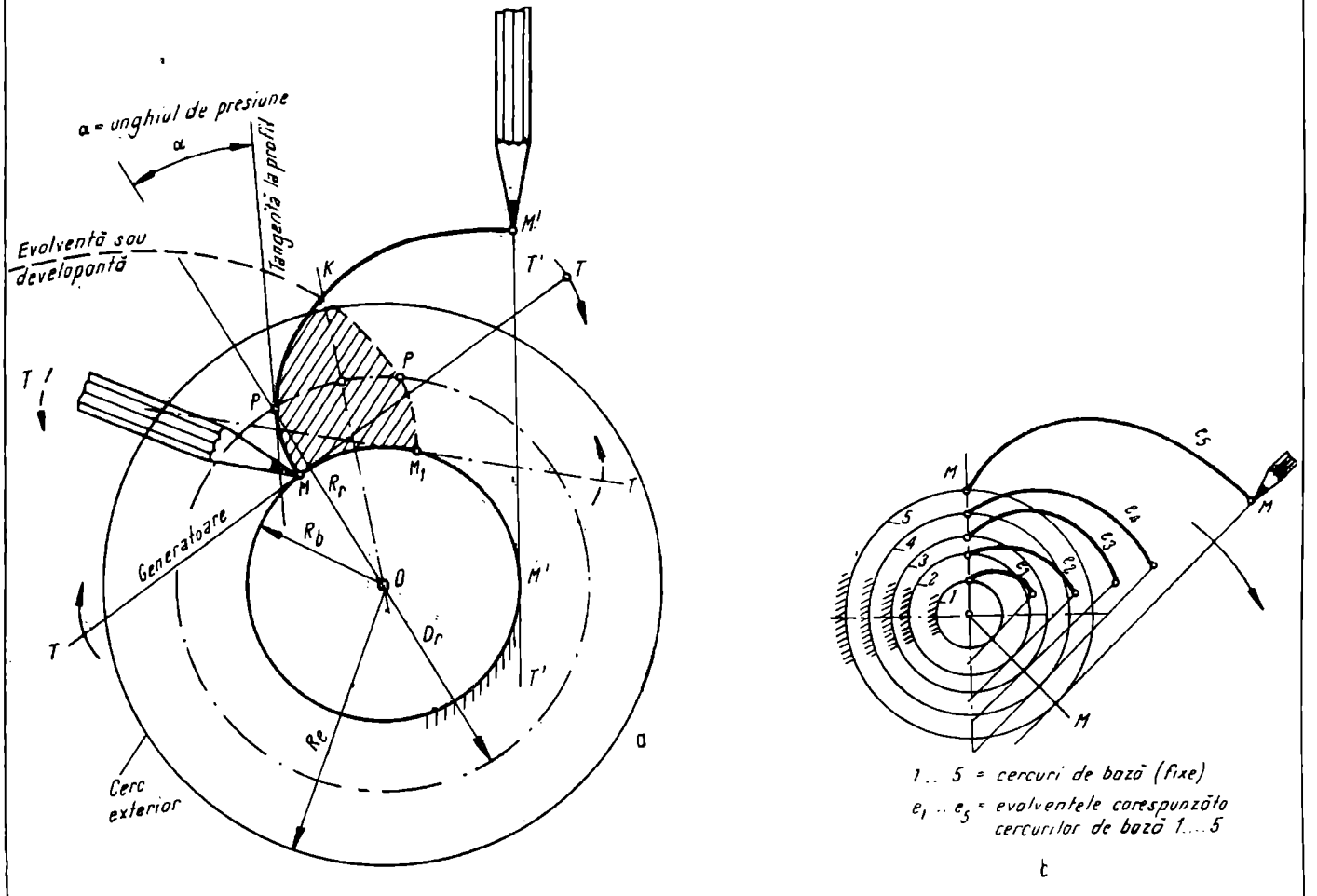



Fig. 13.4. Obținerea profilului evolventic al danturii :
a — trasarea profilului ; b — curbe evolvente cu caracteristici diferite.

loarea acestui coeficient se poate aprecia cîte perechi de dinți conjugați se află simultan în angrenare. Gradul de acoperire se determină cu raportul:

$$\varepsilon = \frac{\text{arcul de angrenare}}{\text{pas}} = \frac{\widehat{C_1PC_2}}{p}$$

Arcul de angrenare $\widehat{C_1PC_2}$ este descris de un punct $C_1$ de pe flancul dintelui de la intrarea pînă la ieșirea din angrenare a dintelui respectiv (poziția haşurată a dintelui roții *2* de pe figura 13.3).

Gradul de acoperire $\varepsilon > 1$ indică intrarea în angrenare a perechii de dinți următoare înaintea ieșirii din angrenare a perechii de dinți precedente. Astfel, contactul dintre doi dinți este permanent, deci angrenarea este continuă ($i$=const.). Roțile dințate de precizie trebuie să realizeze un grad de acoperire $\varepsilon > 1{,}1 \ldots 1{,}25$. Dacă $\varepsilon < 1$ mișcarea se transmite neuniform.

## 13.3. ROȚI CILINDRICE CU DINȚI DREPȚI

### 13.3.1. DANTURA CU PROFIL EVOLVENTIC

Cele mai utilizate în practică sînt roțile dințate cu profil evolventic, deoarece oferă următoarele avantaje remarcabile, neîntîlnite la celelalte profiluri:

— caracteristicile evolventei depind numai de mărimea cercului de bază;

— orice roată de profil evolventic poate angrena cu o altă roată din familia profilelor evolventice avînd aceiași parametri de bază $\alpha$ și $m$;

— angrenarea rămîne corectă chiar dacă distanța între axe $A$ nu rămîne riguros exactă (în acest caz se modifică puțin $\alpha$);

— prelucrarea danturii cu profil evolventic, poate fi realizată fără dificultăți, utilizîndu-se scule cu profil drept (neevolventic).

Un astfel de profil a fost propus de savantul Euler sub denumirea de angrenaj cu profil evolventic.

*Curba evolventă* sau simplu *evolventa* se obține prin rostogolirea (fără alunecare) unei *drepte generatoare* $TT$ pe un cerc fix de rază $R_b$ numit *cerc de bază*. Rostogolindu-se dreapta generatoare într-un sens sau în celălalt se obțin două evolvente identice (fig. 13.4, *a*). Luînd ca origine a evolventelor punctele $M$ și $M_1$, aceste curbe se intersectează în punctul $K$ și definesc profilul dintelui. Dreapta $KO$ reprezintă axa de simetrie a profilului evolventic al danturii.

Mărimi diferite ale cercului de bază $R_b$ determină curbe evolvente cu caracteristici diferite (fig. 13.4, *b*).

### 13.3.2. PRINCIPALELE ELEMENTE GEOMETRICE ALE ROȚII DINȚATE ȘI ALE ANGRENAJULUI

*Înălțimea dinților* $h$ este limitată spre vîrf de *cercul exterior* cu raza $R_e > R_b$, iar în interior de *cercul interior* $R_i < R_b$ (fig. 13.5). Diferența $R_b - R_i = c$ se numește *joc de fund*. El este necesar pentru ca vîrful dinților unei roți să

nu atingă roata pereche pe zona diametrului interior dintre dinți spre a nu bloca angrenajul.

*Cercul de rostogolire* trece aproximativ pe la jumătatea distanței dintre cercul de bază și cel exterior (măsurată de direcția razei). *Capul dintelui* reprezintă distanța $a$ dintre cercul de rostogolire și cel exterior, iar *piciorul dintelui*, distanța $b$ dintre cercul de rostogolire și cel interior. Între aceste mărimi există relația $a+b=h$. Deoarece flancul dintelui coboară puțin sub cercul de bază, $b>a$ Zona activă a flancului dintelui este cuprinsă între $D_b$ și $D_e$.

*Pasul circular* $p$ se obține prin măsurarea lungimii arcului pe cercul de rostogolire (numit și *cerc de divizare* de rază $R_r$) între flancurile de același sens a doi dinți alăturați (fig. 13.5).

Între lungimea cercului de divizare $\pi D_r$, numărul de dinți $z$ al unei roți dințate și pasul $p$ există legătura :

$$zp=\pi D_r, \quad \text{deci} \quad z=\frac{\pi}{p} D_r. \tag{13.}$$

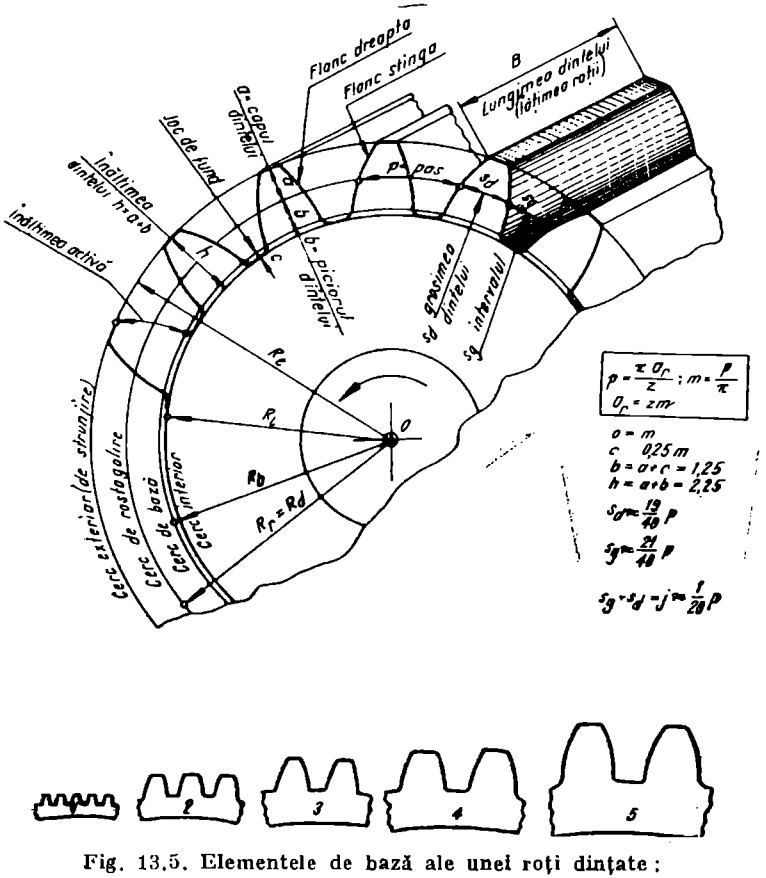



Fig. 13.5. Elementele de bază ale unei roți dințate :
1—5 creșterea profilului danturii în funcție de modul.

Din aceste relaţii se poate scrie expresia pasului $p$, a modulului $m$, a diametrului cercului de rostogolire $D_r$ (în mm) şi a numărului de dinţi $z$.

$$\boxed{p=\frac{\pi D_r}{z}};\quad \boxed{m=\frac{p}{\pi}};\quad \boxed{D_r=mz};\quad \boxed{z=\frac{D_r}{m}}. \tag{13.6}$$

*Modulul m*, numit şi *pas diametral*, şi numărul de dinţi $z$ al fiecărei roţi dinţate sînt parametrii de bază în calculul mecanismelor cu roţi dinţate.

Pentru asigurarea angrenării dinţilor, prechea de roţi trebuie construită cu acelaşi pas $p=p_1=p_2$. Deoarece $m=\frac{p}{\pi}$, rezultă că cele două roţi au şi acelaşi modul $m$. Prin STAS 822-61 au fost limitate valorile modulului în mm la mărimile indicate în tabela 13.3.

*Tabela 13.3*

**Valorile modulului $m$ în mm (STAS 822-61)**

| |
|---|
| $m$ = 0,05 ; 0,06 ; 0,08 ; 0,10 ; 0,12 ; 0,15 ; 0,2 ; 0,25 ; 0,3 ; 0,4 ; 0,5 ; 0,6;0,8 ; 1,0 ; 1,25 ; 1,5 ; 2 ; 2,5 ; 3,0 ; 4 ; 5 ; 6 ; 8 ; 10 ; 12 ; 16 ; 20 ; 25;32 ; 40 ; 50 ; 60 ; 80 ; 100 mm. |

Pasul $p$ şi diametrul cercului de rostogolire $D_r$ se folosesc în calculcle intermediare pentru determinarea altor parametri de bază ai angrenajului.

*Raportul de transmisie i* poate fi exprimat prin raportul numerelor de dinţi ai celor două roţi $z_1$ şi $z_2$. Deoarece $i=D_{r2}/D_{r1}$, iar $D_r=zm$ ($m$ fiind acelaşi pentru cele două roţi) rezultă :

$$\boxed{i=\frac{D_{r2}}{D_{r1}}=\frac{mz_2}{mz_1}=\frac{z_2}{z_1}} \tag{13.7}$$

Relaţia generală care exprimă raportul de transmisie este :

$$i=\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{n_1}{n_2}=\frac{D_{r2}}{D_{r1}}=\frac{R_{r2}}{R_{r1}}=\frac{z_2}{z_1}=\text{const.} \tag{13.8}$$

Printr-o pereche de roţi dinţate cilindrice se poate transmite raportul $i<10$, iar prin roţi conice $i\leqslant 4\ldots6$.

Înălţimea dintelui $h=a+b$ se determină în funcţie de modul : $a=m$ ; $b=1{,}25$ m ; deci $h=a+b=m+1{,}25\ m=2{,}25$ m.

Parametrii menţionaţi pot fi folosiţi pentru calculul celorlalte cercuri ale roţii dinţate. Urmărind figura 13.5, rezultă :

$$\begin{aligned} &D_e=D_r+2a=zm+2m=m(z+2)\ \text{[mm]};\\ &D_f=D_r-2b=zm-2\cdot1{,}25\ \text{m}=m\ (z-2{,}5)\ \text{[mm]};\\ &D_b=D_r-2a=zm-2m=m(z-2)\ \text{[mm]}, \end{aligned} \tag{13.9}$$

*Distanţa dintre axele arborilor roţilor dinţate* $A=R_{r1}+R_{r2}$, poate fi exprimată prin parametrii de bază, avînd în vedere relaţiile (13.6) şi figura 13.6.

$$A=\frac{D_{r1}}{2}+\frac{D_{r2}}{2}=\frac{D_{r1}+D_{r2}}{2}.\quad \text{[mm]}$$

În această relație substituindu-se diametrele $D_{r1}$ și $D_{r2}$ determinate cu relația (13.6) și anume $D_{r1}=mz_1$, $D_{r2}=mz_2$, deci $D_{r1}+D_{r2}=m\cdot(z_1+z_2)$ se obține relația generală :

$$\boxed{A=\frac{m(z_1+z_2)}{2}}\ . \quad [\text{mm}] \qquad (13.10)$$

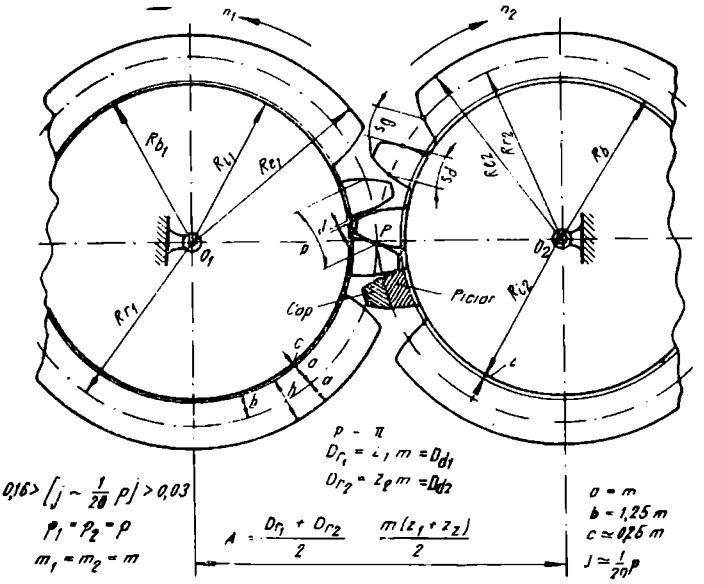



Fig. 13.6. Elementele geometrice ale angrenajului.

Această relație se aplică numai angrenajelor cu roți dințate cilindrice cu dinți drepți, cu semnul (+) pentru angrenarea exterioară și cu semnul (—) pentru angrenarea interioară.

Normele de proiectare a angrenajelor pentru construcția de mașini în general *recomandă* ca distanța dintre axe $A$ să se realizeze la una din valorile standardizate (STAS 6055-68) :

$A=40$ ; 50 ; 63 ; 80 ; 100 ; 125 ; 160 ; 200 ; 250 ;
315 ; 400 ; 500 ; 630 ; 800 ;
1 000 ; 1 250 ; 1 600 ; 2 000 ; 2 500 mm.

*Grosimea dintelui* $s_d$ și *intervalul dintre dinți* $s_g$. Dintr-o aproximare teoretică rezultă că pe cercul divizor $D_r$, coarda dintelui $s_d$ este egală cu coarda intervalului dintre doi dinți $s_g=s_d$ (v. fig. 13.5). Deoarece sînt inevitabile erorile de execuție și cele de montaj ca și deformarea dinților în timpul transmiterii puterii, construcția roților pe baza egalității $s_g=s_d$ ar produce blocarea angrenajului. Acest fenomen se evită construindu-se astfel dantura încît $s_g \neq s_d$.

$$\boxed{s_g > s_d}\ , \quad \text{dar} \quad \boxed{s_g+s_d=p} \quad [\text{mm}]$$

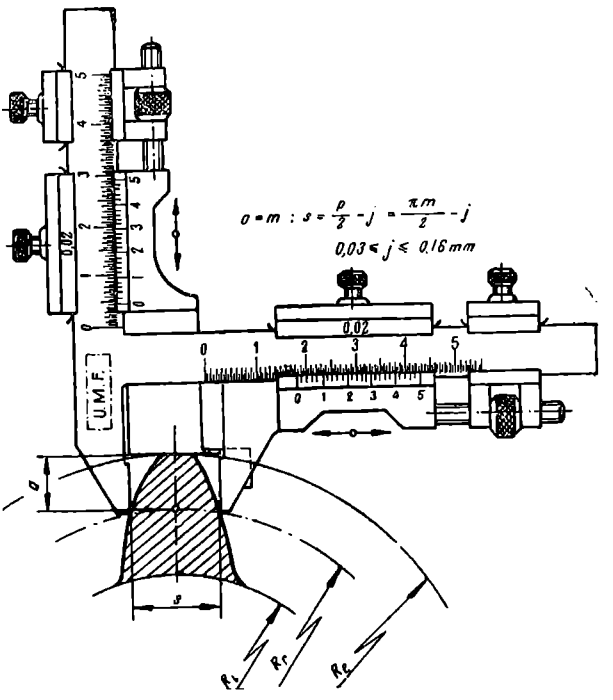



Fig. 13.7. Schema controlului execuției danturii roților cu ajutorul micrometrului special pentru măsurat grosimea dinților pe cercul de rostogolire.

Se realizează deci un joc de flanc $j = s_g - s_d$ (fig. 13.6), ceea ce asigură funcționarea angrenajului fără pericolul blocării.

Practic, grosimea dinților se măsoară în procesul danturării pentru asigurarea unei execuții corecte a roților de dimensiuni mari. În acest scop se folosește micrometrul pentru măsurat dantura, după schema din figura 13 7.

### 13.3.3. ECUAȚIILE PARAMETRICE ALE EVOLVENTEI ȘI APLICAȚIILE LOR

Dacă pe cercul de bază $R_b$ (fig. 13.8) se rostogolește fără alunecare dreapta generatoare, cu punctul de tangență în $M_0$, cînd trece prin polul angrenării $P$ devine tangentă în punctul $A$ o cupînd poziția $NN$. Unind centrul roții $O$ cu polul angrenării $P$, această dreaptă formează cu direcția tangentei la profil $TPT$ unghiul de angrenare $\alpha$, iar cu direcția $OM_0$ unghiul $\gamma$, respectiv $\sphericalangle M_0OA = \alpha + \gamma$

Între cercul de bază $R_b$ *unghiul de angrenare* $\alpha$ și cercul de rostogolire $R_r$ are loc următoarea ecuație parametrică :

$$R_b = R_r \cos \alpha. \tag{13.11}$$

folosită pentru determinarca distanței dintre axe, $A \cos \alpha = R_{b1} + R_{b2}$, sau luînd în considerație și relația (13.10) se obține :

$$A = R_{r1} + R_{r2} = \frac{R_{b1} + R_{b2}}{\cos \alpha} =$$

$$= \frac{D_{r1} + D_{r2}}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}. \tag{13.12}$$

Dependența unghiului $\gamma$ de unghiul de angrenare $\alpha$ se numește *funcție de evolventă* (ev) sau *involută* (inv.). Exprimînd unghiurile $\alpha$ și $\gamma$ în radian, această dependență are următoarea expresie :

$$\gamma = ev\ \alpha = tg\ \alpha - \alpha. \tag{13.13}$$

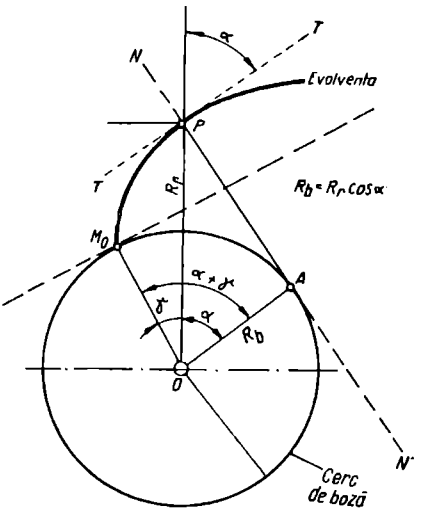



Fig. 13.8. Parametrii geometrici ai evolventei.

Valorile funcției involută de $\alpha$ sînt calculate și tabelate în cărțile de roți dințate. Pentru $\alpha = 20°$ corespunde :

$$inv.\ 20° = 0{,}114\ 904. \tag{13.14}$$

Relațiile (13.11 și 13.13) sînt două *ecuații parametrice de bază* ale evolventei, deosebit de importante pentru dimensionarea și construcția angrenajelor.

De exemplu, folosind valoarea rezultată din funcția *inv.* $\alpha$ se poate determina lungimea liniei frontale $L$ peste $z'$ dinți, numită normala comună, necesară controlului execuției corecte a danturii roții dințate cu dimensiuni obișnuite, după schema din figura 13.9.

Pentru determinarea normalei comune $L$ peste $z'$ dinți se aplică relația (13.15) numai în cazul roților cilindrice normale cu dinți drepți și cu profil evolventic :

$$L = m \cos \alpha \left[\left(z' - \frac{1}{2}\right)\pi + z\ inv\ \alpha\right] \quad [\text{mm}], \tag{13.15}$$

în care $z'$ rezultă din tabele în funcție de $z$.

**Exemplu de calcul**

Să se determine lungimea $L$ dintre **fălcile** micrometrului pentru controlul execuție unei roți dințate avînd: $m=4$ mm, $\alpha=20°$, $z=40$ dinți.

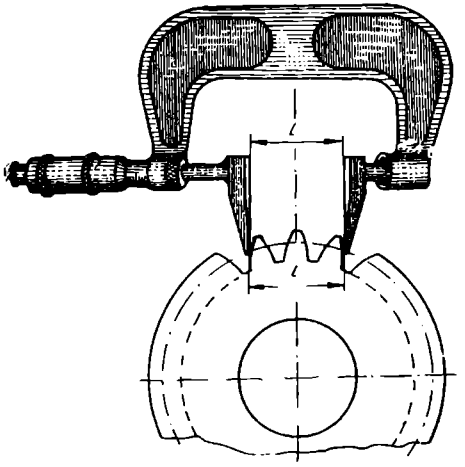


Fig. 13.9. Schema măsurării lungimii normalei comune la execuția danturii.

$$L=m\cos\alpha\left[\left(z'-\frac{1}{2}\right)\pi+z\ \text{inv}\ \alpha\right]$$

$$\alpha=20°$$

$$\cos\alpha=0{,}93969$$

$$\text{inv}\ \alpha=0{,}014904$$

$$z'=\frac{\alpha}{180}z+0{,}5\ ;$$

Pentru $\alpha=20°$ rezultă:

$$z'=\frac{z}{9}+0{,}5.$$

*Rezolvare.* Cunoscînd-se că; cos $20°=0{,}93969$; inv. $20°=0{,}014904$; $z'=5$ Substituindu-se aceste valori în relația (13.15) se obține:

$$L=L_5=m\cos 20°\left[\left(z'-\frac{1}{2}\right)\pi+z\ \ inv\ \alpha\right]=$$

$$=4\cdot 0{,}93\,969\left[\left(5-\frac{1}{2}\right)\cdot 3{,}14+40\cdot 0{,}014904\right]=55{,}347\ \text{mm}.$$

## 13.4. NUMĂRUL MINIM DE DINȚI

Angrenări corecte se produc numai în interiorul liniei de angrenare $t_1t_2$ (v. fig. 13.3 și 13.10). Cînd diferența dintre mărimile cercurilor de bază este foarte mare, deci $z_2-z_1$ este mare, mai ales cînd $z_1$ este foarte mic *($z_1<17$)*, ca în cazul angrenării unui pinion cu o cremalieră (fig. 13.10), racordarea evolventei de la cercul de bază pînă la cercul interior necesită o formă specială pentru a nu se *intersecta vîrfurile roții $z_2$ la baza dinților pinionului $z_1$*. Acesta este *fenomenul de interferență* a dinților.

Se pot construi angrenaje cu un număr foarte mic de dinți, la care interferența să se producă în timpul execuției între roata dințată și sculă,

pentru a nu se produce în timpul angrenării roţilor $z_1$ şi $z_2$. Astfel de *angrenaje cu profil deplasat* necesită calcule şi execuţie speciale.

Prevenirea fenomenului de interferenţă este asigurată dacă roata cea mai mică (pinionul) se construieşte cu un număr de dinţi mai mare decît numărul minim de dinţi $z_{min}$, la care se mai poate produce interferenţa. În acest caz, roţile poartă denumirea de roţi dinţate *normale* (cu dantura zero, sau cu profil nedeplasat), deci cu modulul normal $(m=m_n)$. $z_{min}$, poate fi calculat precis în funcţie de raportul de transmisie. Se obţine însă $z_{min} \leqslant 17$ dinţi. Deci, o roată cu profil normal sau nedeplasat are :

$$\boxed{z_{min} \geqslant 17} \quad \text{[dinţi]} \qquad (13.16)$$

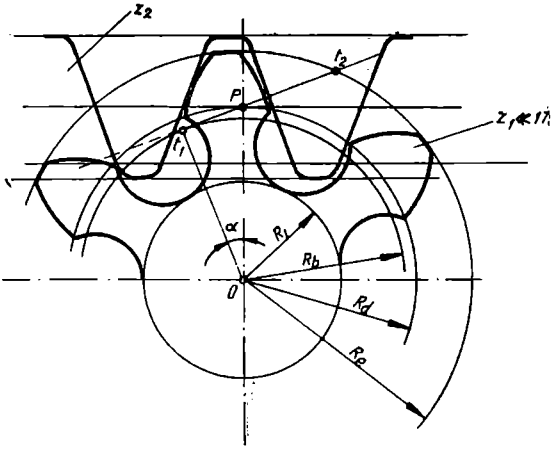



Fig. 13.10. Interferenţa dinţilor.

În numeroase cazuri se pot construi şi roţi cu un număr mai mic de 17 dinţi, fără să apară fenomenul de interferenţă. Dar, considerîndu-se $z_1 > 17$ dinţi, nu mai sînt necesare calcule suplimentare pentru determinarea numărului minim de dinţi $z_1 > z_{min}$.

## 13.5. CALCULUL DINŢILOR LA ÎNCOVOIERE

Roţile dinţate au o perioadă de funcţionare limitată ca orice organ de maşină supus solicitărilor variabile şi uzării. De la roata conducătoare la cea condusă, întregul efort este preluat numai de perechile de dinţi aflaţi în angrenare. Astfel, fiecare dinte este încărcat şi descărcat, la fiecare rotaţie, deci este solicitat ciclic şi supus la oboseală.

Cînd roata dinţată este solicitată într-un singur sens, dinţii sînt solicitaţi de un ciclu pulsator $(\sigma_0)$, iar cînd se rotesc periodic în ambele sensuri solicitarea se poate considera ca fiind alternant simetrică $(\sigma_{-1})$.

Cazurile care determină scoaterea angrenajelor din uz sînt :

— ruperea dinţilor prin încovoiere ;

— uzarea flancurilor active sub diferite aspecte (ciupirea datorită oboselii straturilor superficiale — griparea — uzarea abrazivă în special la roţile care lucrează în medii cu praf — strivirea, coroziunea, fisurarea).

Pentru verificarea danturii drepte la încovoiere se consideră o singură pereche de dinţi în angrenare $(\varepsilon=1)$ şi se foloseşte relaţia :

$$\sigma_i = \frac{48\,500\ KN}{\psi f m^3 n z}\sigma_{ai} \ \text{[kgf/cm}^2\text{]} \qquad (13.17)$$

Pentru dimensionare se determină modulul $m$ pe baza rezistenței admisibile la încovoiere $\sigma_{ai}$ astfel :

$$m = \sqrt[3]{\frac{48\,500\ KN(CP)}{\psi f z n \sigma_{ai}}}. \ [\text{cm}] \qquad (13.18)$$

În aceste relații :

$K$ = 1...1,6 este un *coeficient dinamic* caracterizînd șocurile sau suprasolicitările de scurtă durată ;

$N$ — puterea necesară a fi transmisă, în CP ;

$\psi$ — coeficientul de lățime al roții ce se determină în funcție de modulul $m$ ;

$$\psi = \frac{B}{m} = 5...40. \qquad (13.19)$$

valorile mici fiind pentru angrenaje precise și cu turație ridicată ;

$f$ — coeficientul de formă al dintelui (fig. 13.11) ;

$n$ și $z$ — turația, respectiv numărul de dinți al roții calculate.

Pentru un angrenaj cu două roți dințate din același material, relațiile se aplică numai pentru roata mică $z_1$, $n_1$ deoarece $f_1$ este mai defavorabil.

La angrenajele cu roți dințate din materiale diferite, relațiile se aplică pentru roata care are produsul $(\sigma_{ai} \cdot f)$ cel mai mic.

**Rezistența admisibilă.** La încovoiere , rezistența admisibilă $\sigma_{ai}$ se determină pe baza rezistenței limită $\sigma_0$, respectiv $\sigma_{-1}$ luată din STAS (sau din tabele — anexa 1) prin considerarea coeficientului de siguranță $C = 1,8...2,5$ și a coeficientului de concentrare ce se produce la baza dinților $K_\sigma \approx 1,65 - \frac{2,5}{z}$. Astfel $\sigma_{ai}$ devine :

$$\sigma_{ai} = \frac{\sigma_0}{CK_\sigma}, \text{ la rotirea roții într-un singur sens ;} \qquad (13.20)$$

$$\sigma_{ai} = \frac{\sigma_{-1}}{CK_\sigma} —, \text{ în cazul rotirii în ambele sensuri.} \qquad (13.21)$$

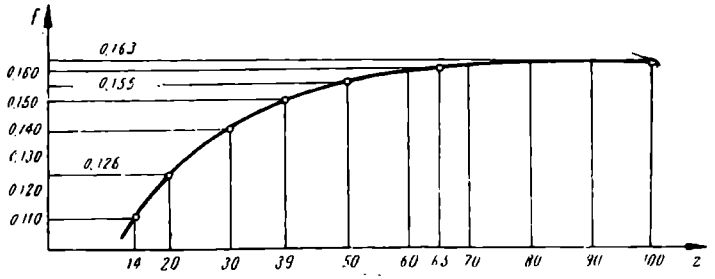



Fig. 13.11. Variația coeficientului de formă $f$ cu numărul de dinți $z$.

**Exemplu de calcul**

La o roată din OL 50 STAS 500—69, avînd $z=22$ dinți, cu rotirea în ambele sensuri, corespunde:

$$\sigma_{al}=\frac{\sigma_{-1}}{CK\sigma}=\frac{2\,400}{2{,}5\left(1{,}65-\frac{2{,}5}{22}\right)}=\frac{2\,400}{3{,}88}=620\ \text{kgf/cm}^2.$$

## 13.6. DURABILITATEA ANGRENAJELOR

Prin durabilitatea angrenajului se înțelege perioada de timp în care pot fi utilizate roțile dințate fără să se rupă prin încovoiere și fără să se uzeze peste limita care ar putea dăuna bunei funcționări.

Cînd rezistența la încovoiere a dinților este asigurată, flancurile active ale dinților în funcționare se uzează continuu. Prin fenomenul de uzare se produce o îndepărtare lentă a microparticulelor straturilor superficiale ale dinților în contact sub presiune și frecare. Astfel, flancurile dinților își modifică profilul, grosimea dintelui $s_d$ se micșorează, jocul de flanc $j$ se mărește, iar randamentul scade. Toate acestea micșorează treptat capacitatea de rezistență și precizia de funcționare chiar dacă nu se produce ruperea dinților prin încovoiere.

Durabilitatea necesară angrenajelor se poate asigura prin calcule de verificare la presiune de contact.

## 13.7. EXEMPLU DE PROIECTARE

Să se proiecteze un angrenaj format din roți dințate cilindrice cu dinți drepți, pe baza următoarelor date: $n_1=300$ rot/min; $n_2=73$ rot/min; $A=140$ mm; $N=2$ CP; $\alpha=20°$ (STAS 822-61).

*Ipoteze.* Funcționarea angrenajului este liniștită, fără șocuri deci, $K=1$. Roțile se construiesc din același material OL 50 (anexa 1) avînd $\sigma_r=5\,000$ kgf/cm²; $\sigma_{-1}=2\,400$ kgf/cm²

Rezolvarea problemei este ordonată sub formă de tabel (tab. 13.4).

Desenul de execuție al fiecărei roți definește proiectarea acesteia. Pe desen, alături de elementele constructive, se indică toate datele principale rezultate din calculele de mai sus. Pentru exemplificare, pe figura 13.12 s-au reprezentat datele necesare desenului de execuție al roții $z_2$.

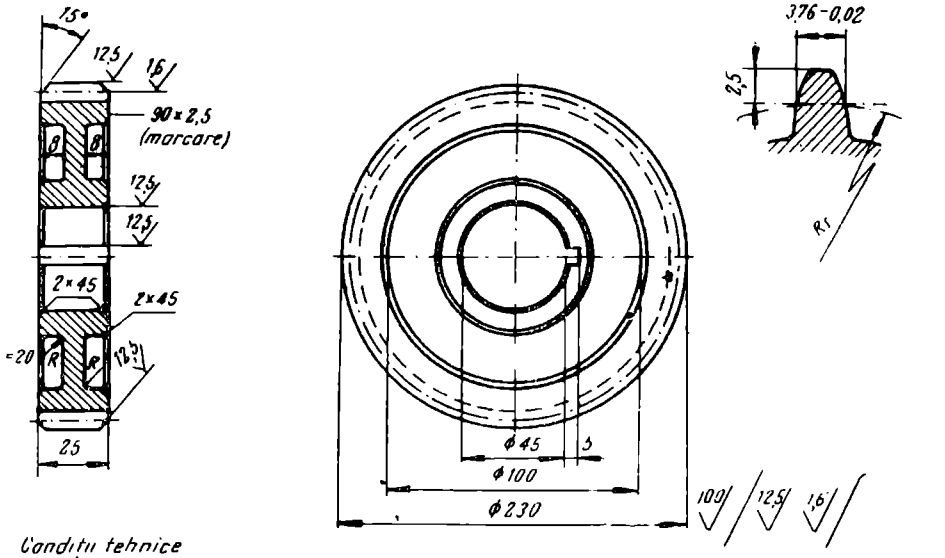
## 13.8. ANGRENAJE CU CREMALIERĂ

Angrenajul cu cremalieră se compune dintr-o roată dințată și o bară dințată numită *cremalieră* (fig. 13.13). Cremaliera poate fi considerată ca un sector dințat pe suprafața de rază $R_r=\infty$ și prin urmare își păstrează caracteristicile de bază ale roții dințate.

*Tabela 13.4*

**Proiectarea angrenajului pe baza datelor de la punctul 13.7**

| Parametrul | | Relația de calcul | | Rezultatul necesar execuției |
|---|---|---|---|---|
| simbol | denumire | nr. relației | forma | |
| $i_{12}$ | Raportul de transmitere | (13.8) | $i_{12}=\frac{z_2}{z_1}=\frac{n_1}{n_2}=\frac{300}{72}=4,1$ | — |
| $z_1$ | Numărul de dinți al pinionului | (13.16) | $z_1>z_{min}=17$ ; se adoptă $z_1=22$ | $z_1=22$, |
| $z_2$ | Numărul de dinți al roții | (13.8) | $z_2=i_{12}z_1=4,1.22\approx90$ dinți | $z_2=90$ |
| $m$ | Determinarea geometrică a modulului | (13.12) | $m=\frac{2A}{z_1+z_2}=\frac{2.140}{22+90}=2,5$ mm | $m=2,5$ |
| $B$ | Lățimea roților (lungimea dintelui) | (13.19) | $B=\psi m=10m=10.2,5=25$ mm | $B=25$ |
| $\sigma_{al}$ | Rezistența admisibilă | (13.17) ; anexa 1 | $\sigma_{al}=\frac{\sigma_{-1}}{CK\sigma}=\frac{2\,400}{2\left(1,65-\frac{2,5}{22}\right)}\approx$ $\approx 775\,kgf/cm^2$ | 775 kgf/cm² (OL 50) |
| $m$ | Verificarea modulului la rezistență | (13.18) ; Fig. 13.11 | $m=\sqrt[3]{\frac{48\,500\,KN}{\psi f z_1 n_1 \sigma_{al}}}=$ $=\sqrt[3]{\frac{48\,500\cdot2}{10.0,129.22.300.775}}=$ $=\sqrt[3]{\frac{9,70}{600}}=\frac{2,13}{8,7}=0,24$ cm | 2,5 mm (STAS 822-61) |
| $a$ | Capul dinților | | $a=m=2,5$ mm | — |
| $b$ | Piciorul dinților | | $b=1,25$ m $=3,12$ mm | — |
| $h$ | Înălțimea dinților | | $h=a+b=2,5+3,12=5,62$ m | — |
| $D$ | Diametrul cercului de rostogolire | (13.5) | $D_{r1}=z_1m=22\cdot2,5=55$ mm | — |
| $D_{r2}$ | idem | (13.5) | $D_{r2}=z_2m=90\cdot2,5=225$ mm | — |
| $D_{r1}$ | Diametrul de strunjire | (13.9) | $De1=Dr1+2a=55+2\cdot2,5=60$mm | $D_{e1}=60$ |
| $D_{e2}$ | Diametrul de strunjire | (13.9) | $D_{e2}=D_{r2}+2a=225+2\cdot2\cdot5=$ $=230$ mm | $D_{e2}=230$ |
| $Z_1'$ | Numărul de dinți între fălcile instrumentului | Fig. 13.9 | $Z_z'=\frac{22}{9}+0,5\approx3$ | — |
| $Z_2'$ | Idem | Fig. 13.9 | $Z_2'=\frac{90}{9}+0,5\approx11$ | — |
| $L$ | Cota de control peste $z_1'$ dinți | (13.15) Fig. 13.9 | $L_3=m.\cos20°\left[\left(z_1'-\frac{1}{2}\right)\pi+\right.$ $\left.+z_1\text{inv}20°\right]=2,5.0,94\left[\left(3-\right.\right.$ $\left.\left.-\frac{1}{2}\right)\pi+22.0,015\right]=19,223$ mm. | $L_3=19,223$ |
| $L_{11}$ | Cota de control peste $z_2'$ dinți | (13.15) Fig. 13.9 | $L_{11}=2,5\cdot0,94[10,5\pi+90.0,015]$ $=78,2$ mm | $L_{11}=78,20$ |




Condiții tehnice

| | | |
|---|---|---|
| Numărul de dinți | $Z_2$ | 90 |
| Modulul STAS 822-61 | $m$ | 2,5 |
| Unghiul de angrenare STAS 821-63 | $\alpha$ | 20° 1,0 0,25 |
| Clasa de precizie STAS 6273-60 | 6 | |
| Lungimea peste 11 dinți | $L_{11}$ | 78,20 |
| Materialul | OL50 | |
| Numărul desenului roții conjugate | - | 3254 - 0,12 |
| Numărul de dinți al roții conjugate | $Z_1$ | 22 |
| Distanța dintre axe | $A_{12}$ | 140 ± 0,08 |
| Jocul de flanc | $j$ | 0,05 |

Fig. 13.12. Desenul de execuție al unei roți dințate.

Profilul dinților cremalierei se obține prin rostogolirea unei generatoare pe o bază $R_b=\infty$, deci evolventa se transformă într-o dreaptă. Așadar flancurile dinților cremalierei sînt drepte, nu curbe ca ale roții.

Cremaliera are mișcare liniară. Viteza de deplasare a cremalierei este aceeași cu viteza periferică a roții $v_{cr}=v_r=R_r\omega$.

Unghiul de angrenare, modulul, pasul, înălțimea dinților sînt comune roții dințate și cremalierei.

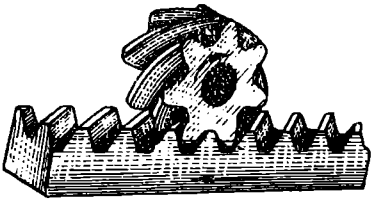


Fig 13.13. Angrenaj elicoidal cu cremalieră.

## 13.9. ANGRENAJE CILINDRICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI

Funcționarea angrenajelor la turații mari este însoțită de zgomot a cărui intensitate poate deveni dăunătoare. Aceste zgomote sînt proporționale cu turațiile și invers proporționale cu precizia execuției și a montajului.

Construcția dinților înclinați cu unghiul $\beta = 5 \ldots 30°$ (fig. 13.14) prezintă următoarele avantaje : la aceeași lățime $B$ a roții au o capacitate de transmitere

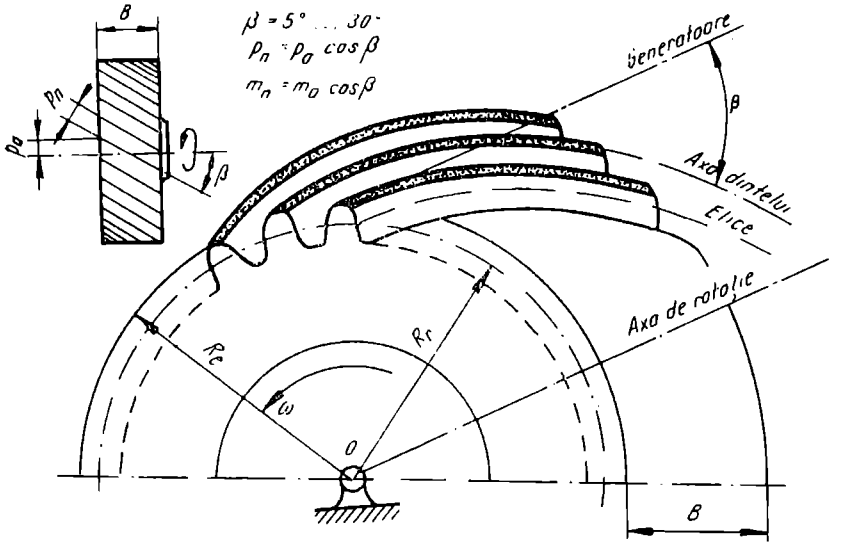



Fig. 13.14. Roată cilindrică avînd dinții înclinați.

mai mare, deoarece lungimea dintelui și gradul de acoperire $\varepsilon$ au valori mai mari ; zgomotul este mai redus, întrucît contactul dinților nu se mai face deodată pe toată lungimea lor, ci în mod treptat.

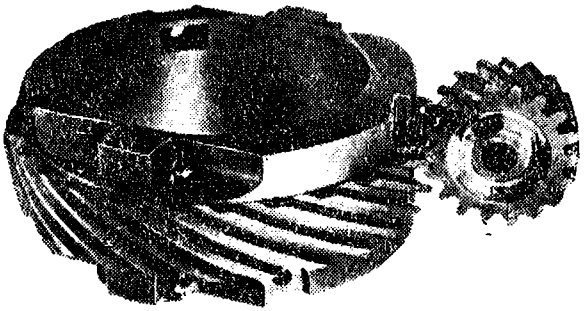


Fig. 13.15. Angrenaj elicoidal.

Neajunsul principal al roților cu dinți înclinați îl constituie apariția unor eforturi suplimentare axiale în lagărele arborilor.

Cînd unghiurile de înclinare $\beta$ au valori diferite ($\beta_1 \neq \beta_0$), axele de rotație nu mai sînt paralele, ci se încrucișează în spațiu formînd *angrenaje elicoidale* (fig. 13.15).

La roțile cu dinți înclinați se deosebesc : *pasul aparent* sau *frontal* $p_f$ : *pasul*

*normal* $p_n$ ; *modulul aparent* sau *frontal* $m_f$, *modulul normal* $m_n = m$ (de execuţie ca în cazul dinţilor drepţi) şi distanţa dintre axe $A$. Aceşti parametri se determină în funcţie de înclinarea dinţilor astfel :

$$\boxed{p_n = p_f \cos\beta}\ ;\ \boxed{m_n = m_f \cos\beta}\ ;\ \boxed{A = \frac{m(z_1+z_2)}{2\cos\beta}}\ . \qquad (13.22)$$

Celelalte calcule sînt asemănătoare roţilor cu dinţi drepţi.

## 13.10. ANGRENAJE CU ROŢI CONICE

Cînd este necesară schimbarea direcţiei de mişcare se construiesc roţi din ţate conice. De obicei, axele de rotaţie ale unui asemenea angrenaj se intersectează în plan formînd unghiul $\gamma$ (fig. 13.16). Generatoarea comună a conurilor roţilor formează cu axa de rotaţie unghiurile $\gamma_1 + \gamma_2 = \gamma$. Cele mai utilizate sînt angrenajele conice la care $\gamma_1 + \gamma_2 = 90°$, deoarece se execută mai uşor.

Raportul de transmisie se determină cu relaţia :

$$\boxed{i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \frac{\sin\gamma_2}{\sin\gamma_1}} \qquad (13.23)$$

Deoarece dinţii sînt orientaţi după generatoarea conurilor de rostogolire, pasul şi modulul sînt variabile. La baza mare a conului corespund $p_e$ şi $m_e$ ; la baza mică $p_i$ şi $m_i$, iar la jumătatea lungimii dinţilor corespund valorile medii $p_m$ şi $m_m$.

Pentru execuţie se foloseşte modulul maxim, corespunzător cercului exterior $d_e$, adică $m_{max} = m_e$.

Execuţia roţilor dinţate conice porneşte de la detaşarea din conul de rostogolire cu lungimea generatoarei $L$ a unui trunchi de con cu lungimea $B = (0{,}25 \ldots 0{,}35)\ L$.

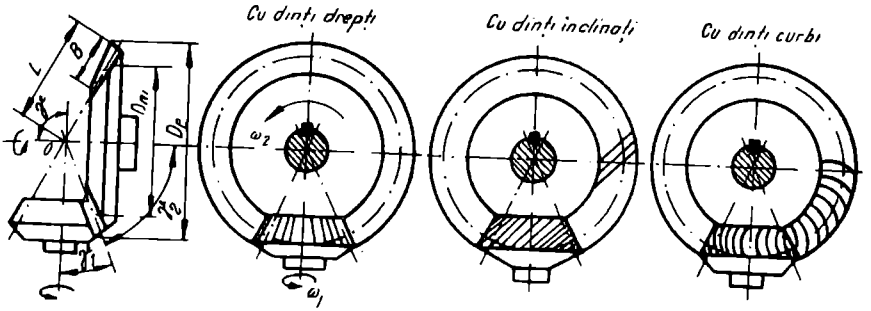



Fig. 13.16. Angrenaj cu roţi dinţate conice.

## 13.11. ANGRENAJUL MELCAT

Dintre angrenajele elicoidale o importanță deosebită o au cele cu șurub melc și roată melcată (fig. 13.17). Șurubul melc poate fi imaginat ca o roată cu un singur dinte înclinat pe lățimea $L$ (lungimea filetată) ce se înfășoară de cîteva ori. Profilul filetului este trapezoidal și poate avea unul sau mai multe începuturi $t$ ($t=1\ldots4$).

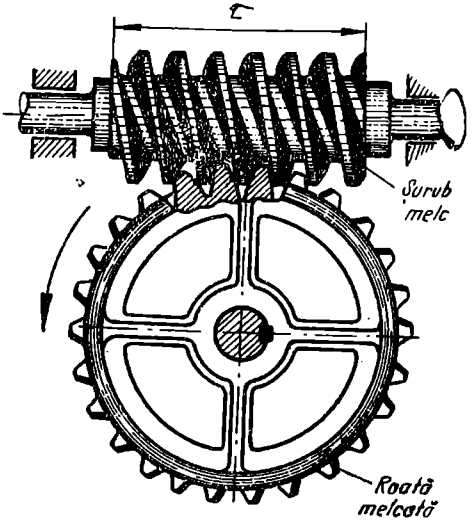


Fig. 13.17. Angrenajul melc — roată melcată.

Suprafața dințată a roții $z$ nu este cilindrică, ci *globoidală* (fig. 13.18, *a*). Angrenajul globoidal are și suprafața melcului curbată (fig. 13.18, *b*).

*Raportul de transmisie.* Principalul avantaj al acestor angrenaje îl constituie capacitatea de realizare a unui mare raport de transmisie $i=25\ldots100$ în mod obișnuit, doar poate fi și mai mare ($i=500\ldots1\,000$).

Datorită frecărilor pronunțate, randamentul acestui angrenaj este scăzut $\eta=0{,}65\ldots0{,}92$.

Notînd cu $t$ numărul „de dinți" al melcului (corespunzător numărului de începuturi) și cu $z$ numărul de dinți al roții, raportul de transmisie are expresia:

$$i=\frac{z}{t}. \tag{13.24}$$

*Elementele de calcul cinematic și geometric.* Proiectîndu-se axele de rotație ale arborilor angrenajului pe același plan, acestea se vor încrucișa formînd un unghi $\delta=90°$ (fig. 13.2, *h*).

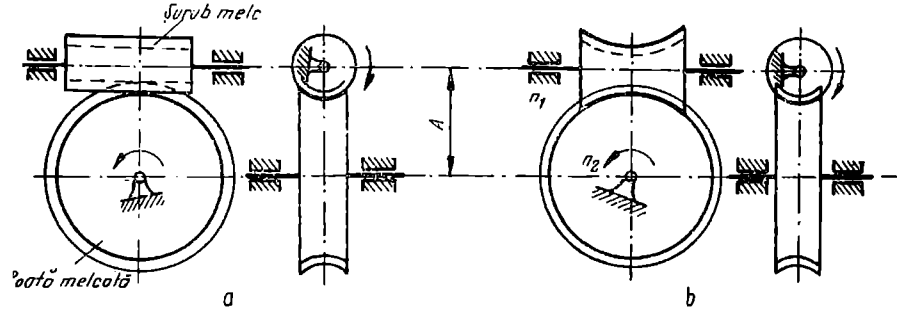


Fig. 13.18. Angrenaj cu șurub-melc și roată melcată:
*a* — angrenaj obișnuit; b — angrenaj globoidal.

Deoarece roțile dințate elicoidale se construiesc numai cu dinți înclinați cu unghiul $\beta$, modulul normal, modulul aparent, pasul normal și pasul aparent se determină cu relațiile (13.22) , ca la roțile cilindrice cu dinți înclinați.

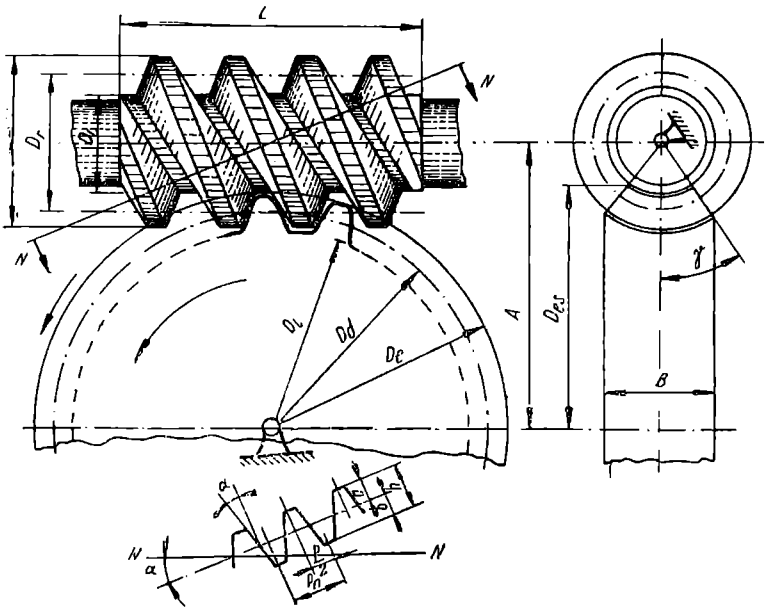



Fig. 13.19. Principalele elemente geometrice ale angrenajului melcat.

Diametrul cercului de rostogolire $D_{rm}$ al melcului se limitează prin numărul de module $q$ pe care le cuprinde, astfel :

$$D_{rm}=qm \tag{13.25}$$

| $m$ | 2 | 2,5—3,5 | 4—4,5 | 5 | 6—7 | 8—12 | 14—16 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| $q$ | 13 | 12 | 11 | 10 | 9 | 8 | 9 |

Respectînd notațiile din figura 13.19. celelalte elemente geometrice sau constructive sînt indicate sub formă de tabelă (tabela 13.5).

## 13.12. MECANISME CU ROȚI DINȚATE ANGRENATE ÎN SERIE

Cînd este necesară transmiterea mișcării între arbori situați la distanțe mari, este mai avantajos să se construiască mecanismul cu mai multe roți dințate *legate în serie* (fig. 13.20) decît în cazul transmisiei cu o singură pereche de roți dințate care ar comporta niște dimensiuni suplimentare inutile.

*Tabela 13: 5*

**Principalele elemente geometrice și constructive ale angrenajului melcat**

| Simbol | Parametrul | Relația de calcul | Simbol de execuție |
|---|---|---|---|
| $i$ | Raport de transmisie | $i = \frac{z}{t} = 25 \ldots 125 \ldots 500$ | — |
| $t$ | Numărul începuturilor melcului | $t = 1—2—3—4$ | — |
| $D_{rn}$; $D_r$ | Diametrul de rostogolire | $D_{rm} = q_m$. $D_{rr} = z.m$ | — |
| $D_e$ | Diametrul exterior al roții | $D_e = D_r + 2a = D_r + 2m$ | $D_e$ |
| $D_{im}$; $D_{ir}$ | Diametrul interior al roții | $D_{ir} = D_{rr} - 2b = D_{rr} - 2{,}5\ m$ | $D_{ri}$ |
| $D_{es}$ | Diametrul de strunjire al roții | $t = 1$ ; $D_{es} = D_e + 2m$<br>$t = 2—3$ ; $D_{es} = D_e + 1{,}5m$<br>$t = 4$ ; $D_{es} = D_e + m$ | $D_e^s$ |
| $A$ | Distanța dintre axe | $A = \frac{D_{rm} - D_{rr}}{2} = 0{,}5m.(q + z)$ | $A$ |
| $L$ | Lungimea filetată a melcului | $t = 1—2$ ; $L = (11 + 0{,}06.z).m_f$<br>$t = 3—4$ ; $L = (12{,}5 + 0{,}09.z)m_f$ | $L$ |
| $\gamma$ | Unghiul de înfășurare al roții pe melc (se adoptă) | $\gamma \approx 100°$ | $\gamma$ |
| $B$ | Lățimea roții | $B = 0{,}75\ D_{em}$ | $B$ |
| $\sigma_i$ | Rezistența efectivă la încovoiere | $\sigma_i = \frac{57\,000\ KN_{CP}}{qf_r z_r n_r m^3} \leqslant \sigma_{ai}$ | |

*Observație :* $K$ ; $N$ ; $f_r$ ; $n_r$ ; $z_r$ ; $m$ au aceeași semnificați eca și la roțile obișnuite ; indicele $r$ indică referirea la parametrii roții (exemplu $R_{rr}$), iar indicele $m$ referirile la melc (exemplu $D_{rm}$).

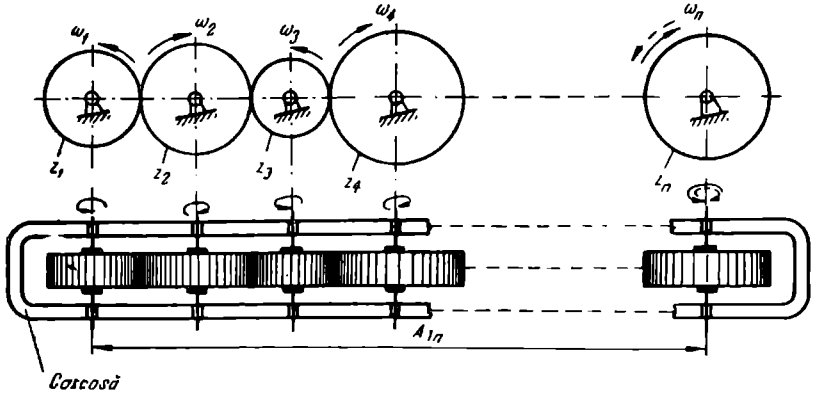



Fig. 13.20. Mecanism cu angrenaje în serie.

Raportul de transmisie al unui astfel de mecanism, respectînd notațiile din figură, are următoarea expresie :

$$i_{1n} = i_{12} i_{23} i_{34} \ldots i_{(n-1)n} = \frac{z_n}{z_1};$$

$$\boxed{i_{1n} = \frac{z_n}{z_1}} \qquad (13.26)$$

Rezultă că roțile intermediare $z_2 \ldots z_{n-1}$ nu influențează raportul de transmisie. Astfel de roți sînt *pasive* sau *parazite*. Totuși, fiecare roată intermediară schimbă sensul de rotație.

**Exemplu de calcul**

Să se determine raportul de transmisie $i_{14}$ și distanța dintre axe $A_{14}$ ale unui angrenaj în serie compus din 4 roți dințate cu modulul $m = 4$ mm și următoarele numere de dinți $z_1 = z_3 = 18$ ; $z_2 = 56$, $z_4 = 80$ dinți.

*Rezolvare* : Aplicînd-se relația (13.26) rezultă :

$$i_{14} = \frac{z_n}{z_1} = \frac{80}{18} \approx 4{,}5.$$

Distanța dintre axele primei și ultimei roți $A_{14}$ se determină pe baza relației (13.12), deoarece roțile sînt cilindrice cu dinți drepți și cu axele de rotație în același plan.

$$A_{14} = A_{12} + A_{34} = \frac{D_{r1} + D_{r2}}{2} + \frac{D_{r2} + D_{r3}}{2} + \frac{D_{r3} + D_{r4}}{2} = \frac{1}{2}(D_{r1} + 2D_{r2} + 2D_{r3} + D_{r4})$$

Înlocuind-se $D_r$ prin $D_r = m \cdot z$ rezultă :

$$A = \frac{1}{2} m(z_1 + 2z_2 + 2z_3 + z_4) = \frac{1}{2} \cdot 4(18 + 2 \cdot 56 + 2 \cdot 18 + 80) = 192 \text{ mm}.$$

## 13.13 MECANISME REDUCTOARE

Cu același număr de roți dințate de aceleași dimensiuni se pot realiza rapoarte de transmisie mult mai mari prin dispunerea angrenajelor în *cascadă* (fig. 13.21). În astfel de cazuri toate roțile dințate contribuie la realizarea raportului de transmisie, după cum urmează :

$$i_n = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \ldots i_n.$$

Dar rapoartele de transmisie parțiale sînt :

$$i_1 = i_{12} = \frac{z_2}{z_1}; \quad i_2 = i_{34} = \frac{z_4}{z_3}; \quad \ldots i_n = i_{(n-1)\,n} = \frac{z_n}{z_{n-1}}.$$

În cazul reductorului cu trei trepte de reducere reprezentat schematic în figura 13.21, raportul total al transmisiei are expresia :

$$i_{1n} = i_{14} = i_{12} i_{34} i_{56} = \frac{z_2}{z_1} \frac{z_4}{z_3} \frac{z_6}{z_5}. \qquad (13.27)$$

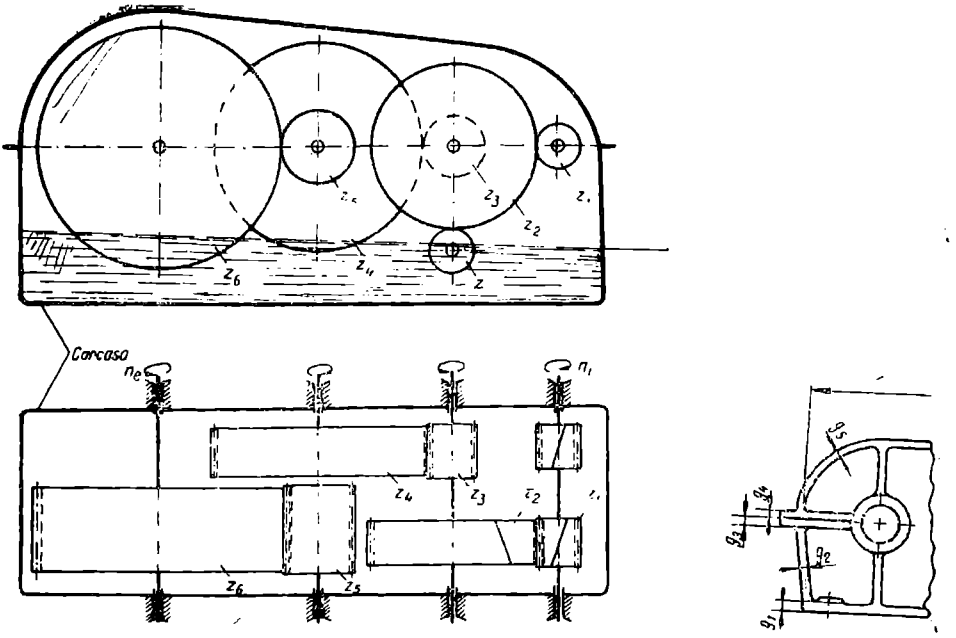



Fig. 13.21. Reductor de turație cu angrenaje în cascadă având trei trepte de reducere. Roata $z$ nu contribuie la reducerea turației, ci numai la ungerea roților $z_1$ și $z_2$;

**Exemplu de calcul**

La reductorul din figura 13.21 folosindu-se aceleași roți dințate $z_1$, $z_2$, $z_3$, $z_4$ ca în exemplele precedente, plus $z_5=17$, $z_6=90$. și aplicîndu-se relația (13.27) se obține:

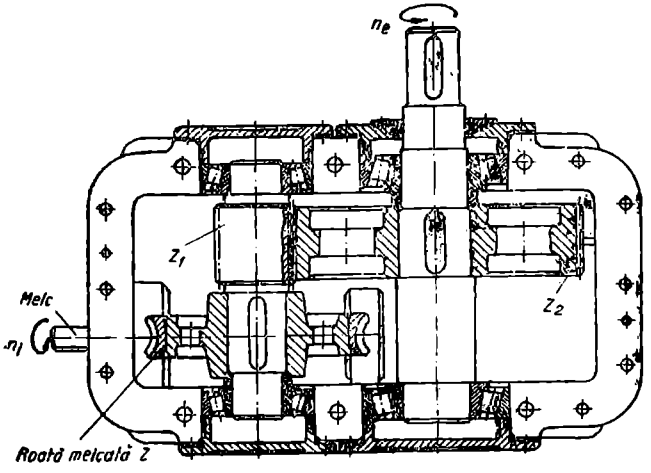



Fig. 13.22. Reductor cu două trepte — prima cu angrenaj melcat, a doua cu angrenaj obișnuit.

$$i_{16}=\frac{z_2z_4z_6}{z_1z_3z_5}=$$

$$=\frac{56\times 80\times 90}{18\times 18\times 17}=65.$$

*Reductoare melcate.* Raportul de transmisie este mult mai mare în cazul reductoarelor cu mai multe trepte de angrenaje combinate.

De exemplu, pentru reductorul cu o treaptă de demultiplicare ca în figura 13.22, dacă $z=100$, iar $t=1$, raportul de transmisie $i_{12}$ este $z/t=100$

Folosindu-se două trepte de demultiplicare, una cu angrenaj melcat, iar a doua cu angrenaj obișnuit, ca în figură, cu următoarele caracteristici: $t=1$ ; $z=125$ ; $z_1=25$ ; $z_2=75$ ; $n_1=1\,500$ rot/min se cere să se determine turația $n$ a arborelui de ieșire:

$$i_{13}=\frac{z}{t}\cdot\frac{z_2}{z_1}=\frac{125\times 75}{1\times 25}=375.$$

$$n_e=\frac{n_1}{i_{13}}=\frac{1\,500}{375}=4 \text{ rot/min},$$

deci un raport de demultiplicare foarte mare.

## 13.14. CUTII DE VITEZE

Cutiile de viteze sînt tot mecanisme reductoare, cu roțile dințate astfel dispuse încît, pentru aceeași turație la intrare $n_i$, se pot obține succesiv diferite turații la arborele de ieșire $n_e$, se pot obține succesiv diferite turații la arborele de ieșire $n_e$, numite *trepte de turație*.

O anumită turație din cele posibile se obține prin posibilitatea schimbării vitezelor, adică prin scoaterea din angrenare a unei perechi de roți și introducerea în angrenare a altei perechi.

Una din cele mai simple cutii de viteze cu trei trepte de turație este reprezentată schematic în figura 13.23. Pe arborele *I* este fixat un tren alcătuit din trei roți dințate. Al doilea tren de roți dințate este *balador*, adică se pot deplasa axial spre dreapta sau spre stînga — cu ajutorul unei manete — introducînd în angrenaj una din perechile de roți $z_1$ și $z_2$ sau $z_3$ cu $z_4$ sau $z_5$ cu $z_6$. Astfel rezultă la ieșirea din cutie una din cele 3 turații diferite: $n_{e1}$, $n_{e2}$, $n_{e3}$ deoarece fiecare angrenaj realizează alt raport de transmisie. Simultan nu poate angrena decît o pereche de roți.

În figura 13.24 este reprezentată secțiunea prin cutia de viteze a unui automobil.

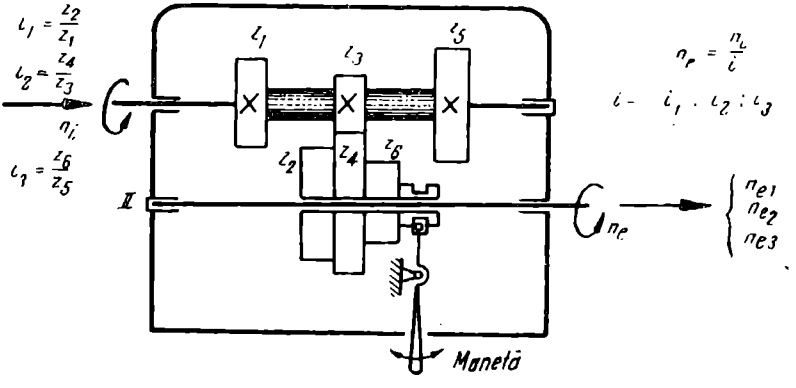



Fig. 13.23. Cutie de viteze cu trei trepte de turație: $z_1z_2z_3$ formează trenul de roți fixe pe arbore; $z_2z_4z_6$ — tren de roți dințate baladoare.

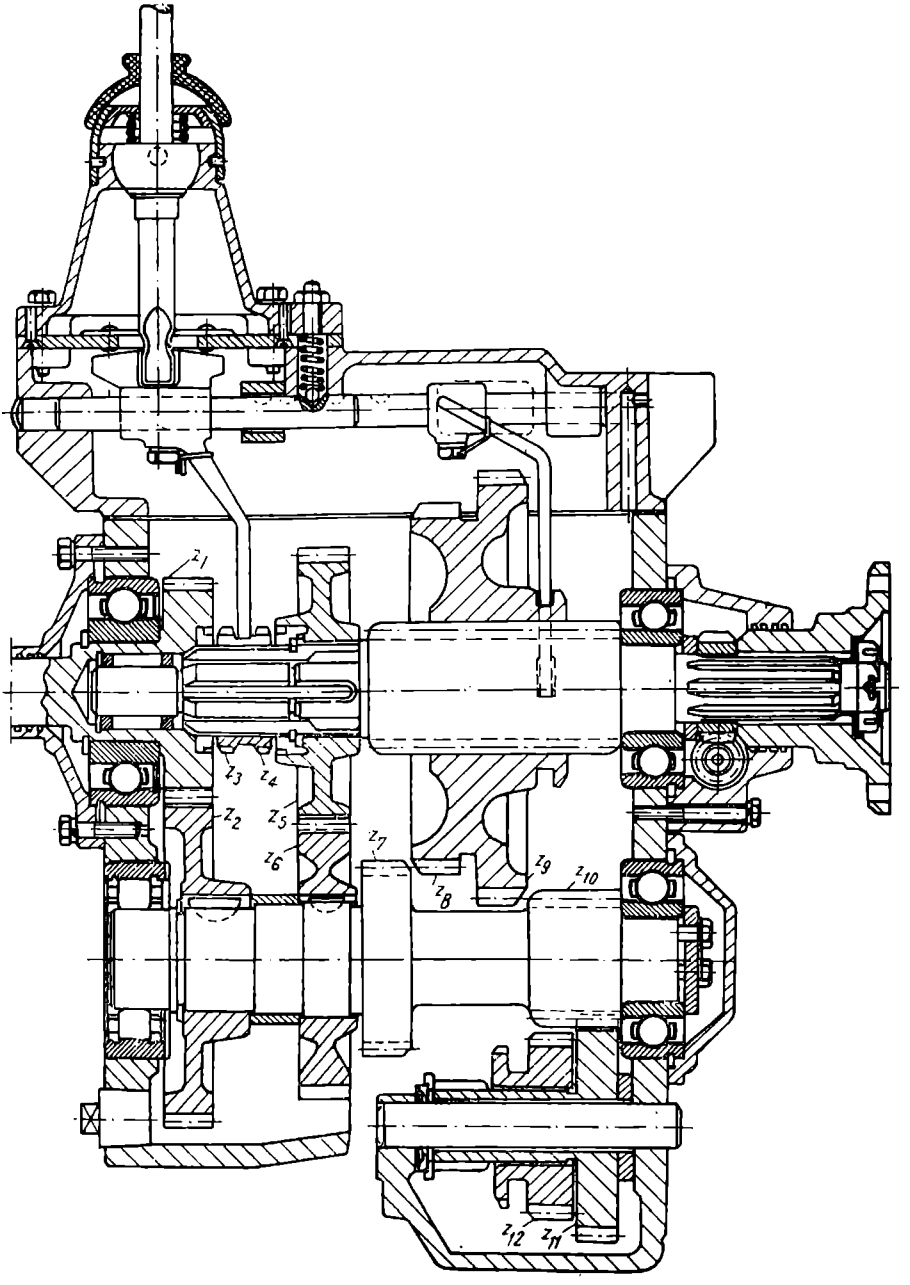
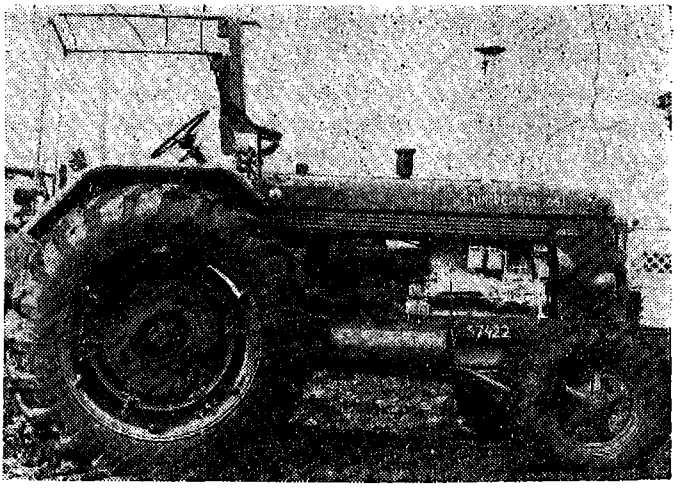



Fig. 13.24. Secţiune prin cutia de viteze a unui automobil.

CAPITOLUL

14



# MECANISMUL BIELĂ MANIVELĂ

## 14.1. PĂRȚI COMPONENTE — PRINCIPII DE FUNCȚIONARE

Mecanismul bielă-manivelă se folosește în construcția de mașini grele ca și în industria de aparate din domeniul mecanicii fine. Acest mecanism are rolul de a transmite și a transforma mișcarea de rotație circulară continuă în mișcare de translație rectilinie-alternativă și invers. (fig. 14.1).

Transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație se produce cînd elementul conducător sau elementul motor cu turație continuă este manivela. În acest caz, elementul condus (pistonul) are o mișcare rectilinie-alternativă, numită și mișcare de du-te-vino. Un astfe de rol îl are, de exemplu mecanismul compresoarelor, al pompelor cu piston etc.

Transformarea mișcării rectilinii-alternative în mișcare de rotație continuă se obține cînd elementul de acționare este pistonul ca în cazul motoarelor montate pe locomotivele Diesel-electrice sau al motoarelor de automobile etc.

Principalele elemente componente ale mecanismului sînt : manivela, biela și pistonul cu segmenți (fig. 14.2, *a*). La unele tipuri constructive, legătura între piston și bielă se face prin intermediul unei tije și al unui cap de cruce (fig. 14.2, *c*).

Cînd direcția ghidajului *xx*, care reprezintă direcția de mișcare a pistonului, trece prin articulația 0, mecanismul se numește *axat* (fig. 14.2, *a*), iar cînd direcția *xx* trece la distanța $e \neq 0$ mecanismul se numește *dezaxat* sau *excentric*.

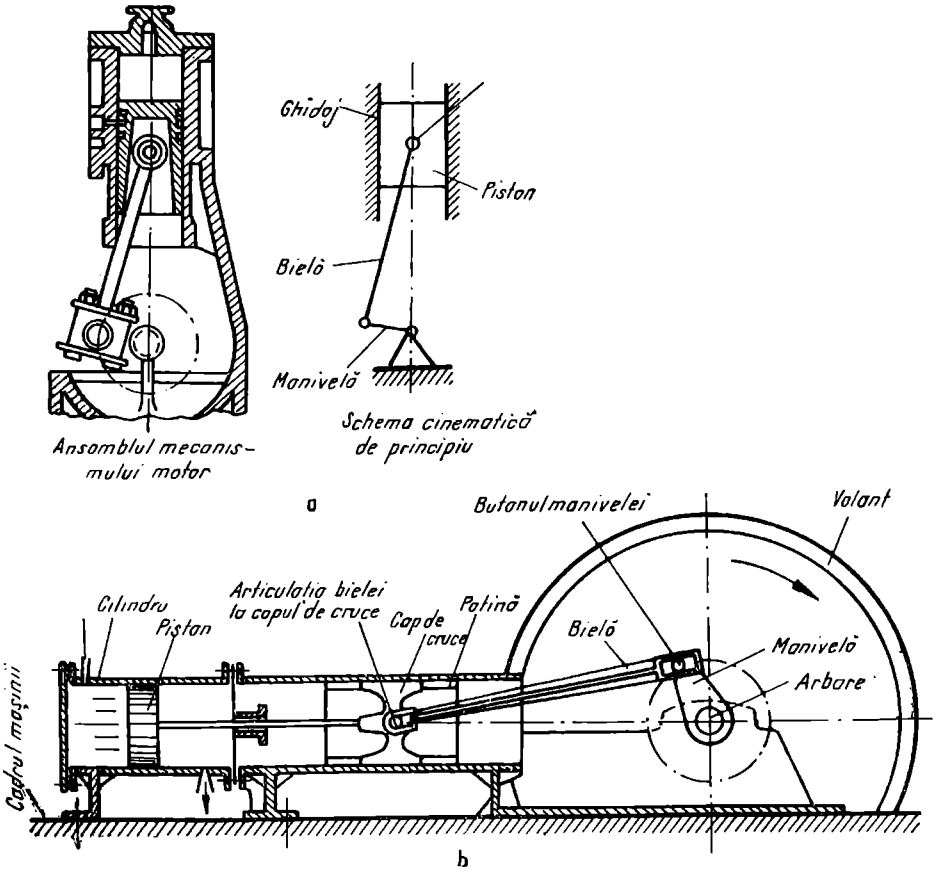



Fig. 14.1. Mecanism cu bielă și manivelă :
*a* — în cazul motorului cu ardere internă ; *b* — schema unei pompe cu piston.

## 14.2. CINEMATICA MECANISMULUI BIELĂ-MANIVELĂ

Prin analiza mișcării mecanismului bielă-manivelă se urmărește stabilirea unei legături funcționale între mișcarea rotativă a manivelei și mișcarea alternativă a pistonului. În același timp se urmărește variația spațiului, a vitezei și a accelerației în perioada unui ciclu complet al mișcării mecanismului.

Mișcarea unui ciclu poate fi urmărită prin rotirea completă a manivelei $r$ cu unghiul $\alpha = 360°$.

De obicei, mișcarea manivelei $r$ este constantă. Ea se exprimă prin relația $\omega = \frac{2\pi n}{60} = \text{const.}$ și determină mișcarea pistonului.

*Spațiul parcurs de piston.* Din figura 14.3, *a* rezultă că întregul spațiu $= AB = 2r$ parcurs de punctul $C$ este străbătut cînd manivela $r$ a descris unghiul $\alpha = \pi$ rad $= 180°$.

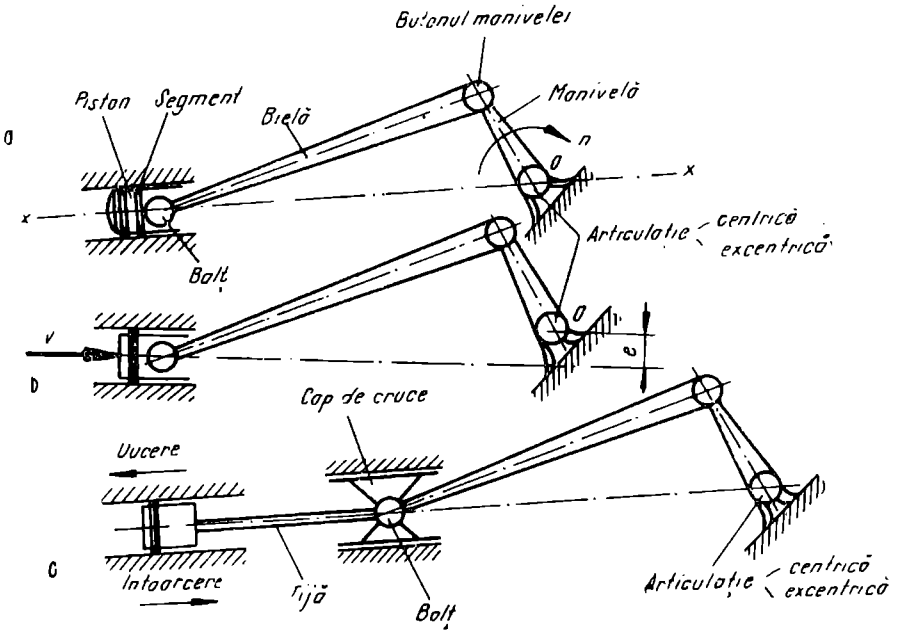



Fig. 14.2. Reprezentarea schematică a principalelor elemente componente ale mecanismului bielă-manivelă:
*a* — mecanism axat; *b* — mecanism dezaxat (*e* — excentricitate); *c* — mecanism axat în tijă și cap de cruce.

Unei poziții oarecare a mecanismului definită prin unghiul $\alpha$ îi corespunde un spațiu $s_d = x$, conform relației:

$$x = GE + EF. \tag{14.1}$$

Punctul $F$ se obține cu un arc de cerc de rază $CD = l$, avînd centrul în punctul $C$, iar punctul $E$ rezultă prin coborîrea unei perpendiculare din punctul $D$ pe direcția $AO$.

Respectîndu-se notațiile din figură pot fi exprimate și substituite în relația (14.1) mărimile $GE$ și $EF$ astfel:

$$GE = GO - OE = r - r \cos \alpha = r\,(1 - \cos \alpha);$$

$$EF = CF - CE = l - l \cos \beta = l\,(1 - \cos \beta).$$

Deci:

$$x = r(1 - \cos \alpha) + l(1 - \cos \beta). \tag{14.2}$$

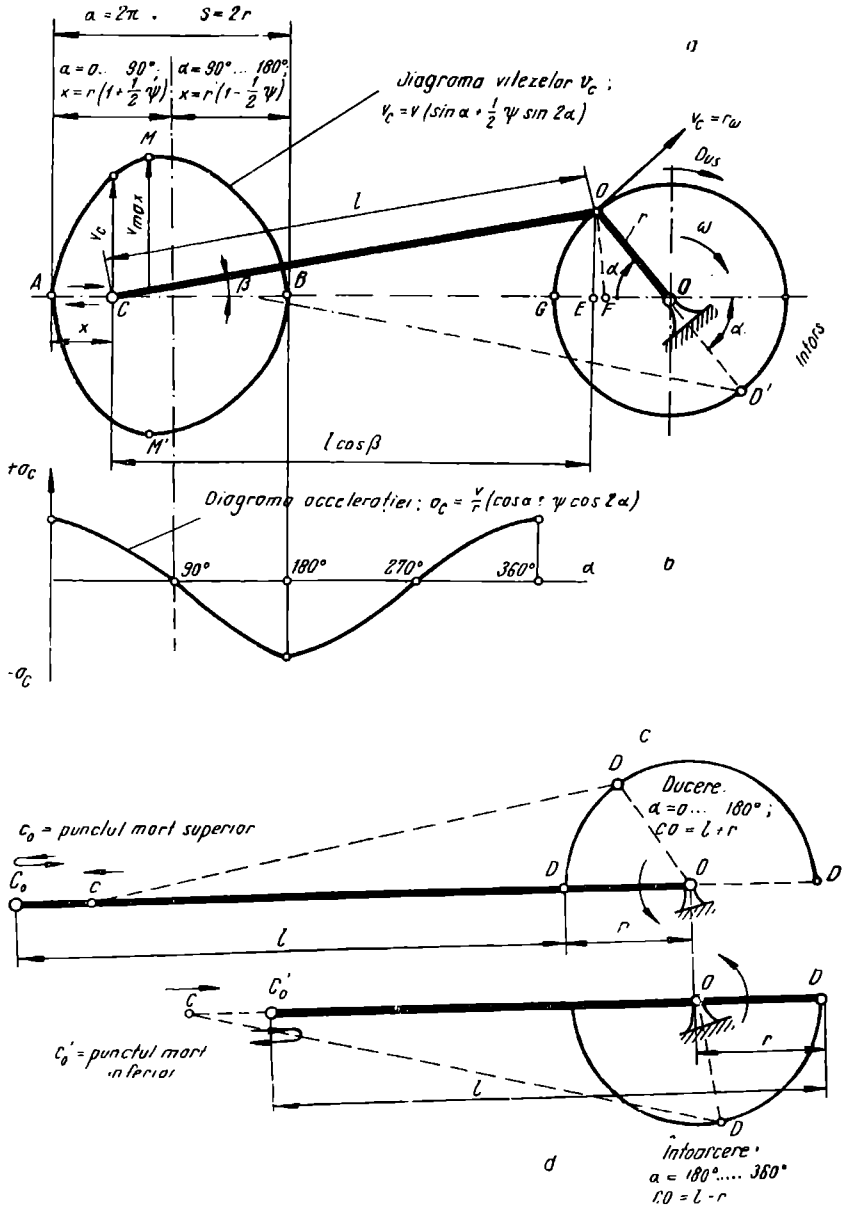



Fig. 14.3. Mişcarea mecanismului — bielă manivelă :

*a* — diagramele cinematice ale vitezelor ; *b* — diagrama acceleraţiilor ; *c* — punctul mort interior ; *d* — punctul mort exterior.

Ultima relație devine mai simplă prin înlocuirea unghiului $\beta$ în funcție de unghiul $\alpha$, astfel :

$$DE = l \sin \beta = r \sin \alpha.$$

$\sin \beta = \frac{r}{l} \sin \alpha$ ; respectiv $\cos \beta = \sqrt{1-\sin^2 \beta} = \sqrt{1-\left(\frac{r}{l} \sin \alpha\right)^2}$. Prin urmare :

$$x = r(1-\cos \alpha) + l\left(1 - \sqrt{1-\left(\frac{r}{l} \sin \alpha\right)^2}\right) \qquad (14.3)$$

Cu suficientă aproximație pentru nevoile practicii obișnuite se poate considera valoarea aproximativă :

$$\cos \beta \approx 1 - \frac{1}{2}\left(\frac{r}{l} \sin \alpha\right)^2 = 1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \alpha$$

Ecuația spațiului (14.3) capătă forma :

$$x = r(1-\cos \alpha) + l\left[1 - \left(1 - \frac{1}{2} \cdot \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \alpha\right)\right] =$$

$$= r(1-\cos \alpha) + l\left(1 - 1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \alpha\right) = r(1-\cos \alpha) + \frac{1}{2} \cdot \frac{r^2}{l^2} \sin^2 \alpha =$$

$$= r(1-\cos \alpha) + \frac{1}{2} \cdot r \cdot \frac{r}{l} \sin^2 \alpha = r\left(1 - \cos \alpha + \frac{1}{2} \cdot \frac{r}{l} \sin^2 \alpha\right). \qquad (14.4)$$

Raportul dintre lungimea manivelei $r$ și cea a bielei $l$ numit *caracteristica mecanismului* este considerat un parametru de bază al mecanismului ; se notează $\frac{r}{l} = \psi$ și are valori cunoscute în funcție de tipul mecanismului ; variind în limitele : $1/3 > \psi > 1/8$ (tab. 14.1).

*Tabela 14.1*

**Valori ale caracteristicii $\psi = r/l$ a mecanismului bielă-manivelă**

| Grupa de mașini și mecanisme | $\psi$ |
|---|---|
| Cazurile cele mai frecvente | $\frac{1}{5}$ |
| Cazurile motoarelor rapide | $\frac{1}{4}$ |
| Cazurile construcției de aparate | $\frac{1}{5} - \frac{1}{3}$ |
| Diverse mașini cu mers lent | $\frac{1}{6} - \frac{1}{8}$ |

Înlocuind în relația 14.4, raportul $r/l=\psi$ rezultă relația finală folosită în calculele cinematice :

$$\boxed{x=r\left(1-\cos\alpha\pm\frac{1}{2}\psi\sin^2\alpha\right)} \tag{14.5}$$

Semnele $\pm$ se referă la sensul mișcării pistonului.

De exemplu, dacă se alege caracteristica mecanismului $\psi=1/5$ și lungimea manivelei $r=0{,}1$ m$=100$ mm, rezultă $l=5r=500$ mm. Cu aceste valori se poate determina spațiul $x$ parcurs de piston în orice poziție a manivelei. Astfel, pentru $\alpha=180°$, din formula (14.5) rezultă $x=r(1-(-1)+0)=2r$. Dar, dacă $\alpha=90°$ rezultă că $x\neq r$, deci $x=r\left(1-0+\frac{1}{2}\psi\right)=r\left(1+\frac{1}{2}\psi\right)>r$. Numeric se obține $x=r\left(1+0{,}5\frac{0{,}1}{0{,}5}\right)=1{,}1r+0{,}11$ m$=110$ mm. Rezultă că, deși rotația manivelei se menține constantă, mișcarea pistonului este variabilă (fig. 14.3, *a*). Astfel :

$$\alpha=\pi=180°\,;\qquad \alpha=\frac{\pi}{2}=90°\,;$$

$$x=s=2r\,;\qquad s=r\left(1\pm\frac{1}{2}\psi\right).$$

*Relațiile pentru determinarea vitezei* $v_c$ și a accelerației pistonului $a_c$ corespunzătoare mișcării manivelei se obțin pe baza relației spațiului (14.5). Din calcule rezultă :

$$\boxed{v_c=v\left(\sin\alpha\pm\frac{1}{2}\psi\sin 2\alpha\right)} \tag{14.6}$$

$$\boxed{a_c=\frac{v^2}{r}(\cos\alpha\pm\psi\cos 2\alpha)} \tag{14.7}$$

Deși viteza butonului de manivelă $v_s=v=r\cdot\omega$ se menține constantă, conform ecuației (14.6) viteza pistonului $v_c$ variază avînd două puncte de discontinuitate $A$ și $B$. În aceste puncte viteza pistonului se anulează $v_a=v_B=0$, apoi își schimbă sensul, de aceea se numesc *puncte moarte*.

Mișcarea pistonului fiind variabilă, pentru un ciclu complet al mișcării mecanismului, se obține diagrama de variație a vitezei $v_c$ reprezentată prin curba $AMBM'A$ (fig. 14.3, *a*).

Variația accelerației $a_c$ exprimată prin relația 14.7 pentru un ciclu complet al mișcării este reprezentată în figura 14.3, *b*.

Diagramele de variație a vitezelor, și a accelerațiilor se numesc *diagrame cinematice*. În general, aceste diagrame indică variația parametrilor mișcării (spațiu, viteză, accelerație) în timpul unei mișcări complete a elementului conducător. În cazul mecanismului bielă-manivelă, diagrama cinematică a variației spațiului se obține reprezentîndu-se grafic ecuația 14.5.

## 14.3. SOLICITAREA PRINCIPALELOR ELEMENTE COMPONENTE

Principalele forțe ce se dezvoltă în funcționarea de regim a mecanismului pot fi grupate în două categorii :

— forțe interioare datorită presiunii asupra pistonului ;

— forțe exterioare generate de masele pieselor în mișcare.

*Acțiunea forțelor din cilindru.* Considerîndu-se cazul mașinilor de forță cu piston, elementul conducător este pistonul. În acest caz mișcarea de translație a pistonului este transformată în mișcare de rotație prin intermediul bielei și al manivelei.

Forța maximă $F_{max}$ este proporțională cu suprafața cilindrului $A_c$ și cu presiunea maximă $p_{max}$ creată în interiorul cilindrului :

$$F_{max}=A_c p_{max}.$$

Această forță acționează asupra bielei prin componenta $S$ după direcția $CD$ și asupra ghidajului prin componenta $N$ avînd direcția perpendiculară pe direcția de ghidaj sau de mișcare a pistonului (fig. 14.4). Deci :

$$\bar{F}=\bar{S}+\bar{N}$$

Forțele $\bar{S}$ și $\bar{N}$ au valorile :

$$\boxed{S=\frac{F}{\cos\beta}} \quad \boxed{N=F\ \mathrm{tg}\ \beta} \quad [\mathrm{kgf}]. \tag{14.8}$$

Forța bielei $S$ se descompune la butonul manivelei $D$ în două componente $\bar{T}+\bar{R}=\bar{S}$. Componenta tangențială $\bar{T}$ creează un cuplu motor $M_m=rT$, deoarece are direcția perpendiculară pe direcția manivelei $OD=r$. Momentul motor $M_m$ dezvoltă cuplul necesar întreținerii mișcării mecanismului. Mărimea acestui cuplu depinde de forța $S$, deci de forța $F$, deoarece $F=S\cos\beta$.

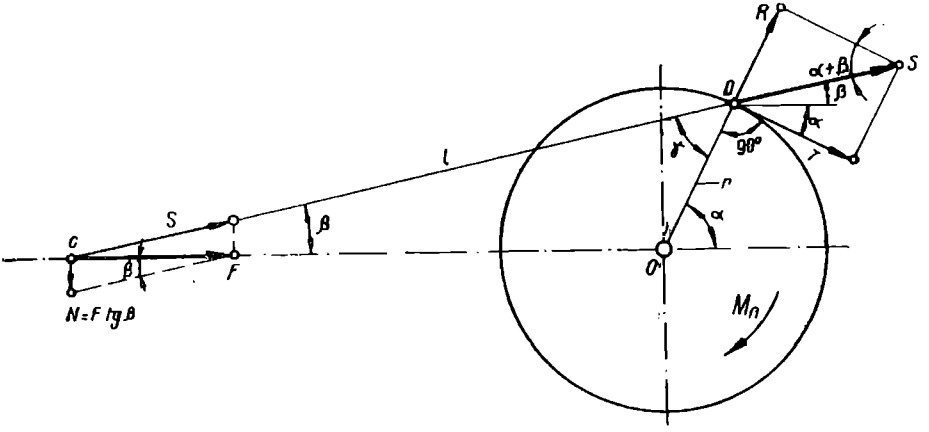



Fig. 14.4. Forțele care solicită elementele mecanismului datorită presiunii din cilindru.

Forța $T$ are valoarea :

$$T = S \cdot \sin(\alpha+\beta) \text{ sau :}$$

$$T = F \cdot \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta} \quad [\text{kgf}].$$

Deci :

$$M_m = r \cdot T = r \cdot F \cdot \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta} \quad [\text{kgf}].$$

Componenta normală $R$ acționează după direcția $DO$ avînd mărimea $R = S \cos(\alpha+\beta)$, dar $S = F/\cos\beta$, deci :

$$R = F \cdot \frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta} \quad [\text{kgf}].$$

**Exemplu de calcul**

Să se determine forțele care acționează principalele elemente ale mecanismului bielă manivelă datorită presiunii variabile $p = 0—40$ kgf/cm² dintr-un cilindru cu diametrul $D_c = 100$ mm, cînd unghiul $\beta$ are valoarea maximă, $\psi = \frac{r}{l} = \frac{1}{5}$, iar manivela $r = 10$ mm.

*Rezolvare.* Forța maximă $F_{max}$ dezvoltată de presiunea gazelor din cilindru se determină cu relația (14.1) :

$$F = F_{max} = A_c p_{max} = \frac{\pi}{4} D_c^2 p_{max} = \frac{\pi}{4} \cdot 10^2 \cdot 40 \approx 3\,000 \text{ kgf}.$$

Pistonul apasă asupra cilindrului cu forța $N = N_{max}$ cînd deschiderea $\beta$ este maximă, ceea ce are loc cînd $\beta+\alpha = 90°$, deci cînd direcția bielei devine perpendiculară pe direcția manivelei. În acest caz se poate scrie relația : $\sin\beta = r/l = \psi = 0{,}2$. Din tabelele trigonometrice rezultă : $\beta = 10°20'$ ; $\cos\beta = 0{,}983$ ; $\operatorname{tg}\beta = 0{,}182$.

Aplicînd relațiile (14.8) rezultă :

$$S = \frac{F}{\cos\beta} = \frac{3\,000}{0{,}983} \approx 3\,300 \text{ kgf} ;$$

$$N = F \operatorname{tg}\beta = 3\,000 \cdot 0{,}182 = 546 \text{ kgf}.$$

Cu forța $S = 3\,300$ kgf se va dimensiona biela la întindere-compresiune, iar cu forța $N = 546$ kgf se va dimensiona suprafața de contact dintre cilindru și piston, astfel încît să nu depășească valoarea unei presiuni admisibile.

Forțele $T$, $R$ se determină cu relațiile (14.9) și (14.11) :

$$T = F \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta} = F \frac{\sin 90°}{\cos 10°20'} = 3\,000 \frac{1}{0{,}983} = 3\,300 = S.$$

Egalitatea $T=S$ are loc datorită perpendicularității bielei pe manivelă. În acest caz mai rezultă că $R=0$. Într-adevăr:

$$R = F\frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta} = F\frac{\cos 90^\circ}{\cos\beta} = 0.$$

$$R = F\cos(\alpha+\beta)\cos\beta - F\cos 90^\circ\cos\beta = 0.$$

Momentul motor se determină cu relația (14.10):

$$M_m = rT = rF\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta} = 10\cdot 3\,000\cdot\frac{1}{0{,}983} = 33\,000 \text{ kgf·cm}.$$

Aceeași valoare a momentului motor este necesară și dacă elementul motor este manivela $r$.

*Influența forțelor de inerție.* Forțele masive sau de inerție solicită suplimentar organele mecanismului bielă-manivelă peste acțiunea forțelor din cilindru.

Pistonul cu bolțul său, tija și capul de cruce (dacă există) se deplasează cu o viteză variabilă, deci au o accelerație $a_c$, ceea ce dă naștere la forțe de inerție a căror rezultantă este $P_i = ma_c$.

Un capăt al bielei *(C)* oscilează în jurul bolțului de articulație cu pistonul sau cu capul de cruce, iar celălalt capăt *(D)* se rotește cu butonul de manivelă în jurul arborelui (0).

Notînd cu $m$ suma maselor pieselor cu mișcare rectilinie alternativă ($m = m_{pist} + m_{bolt} + m_{tiya} + m_{cc} + m_{1b}$), interesează în primul rînd influența rezultantei $P_i$ a forțelor de inerție ale acestor mase:

$$P_i = m\cdot a_c = m\cdot\frac{v^2}{r}(\cos\alpha \pm \psi\cos 2\alpha).$$

Înlocuind $m = (G$ fiind suma greutăților maselor cu mișcare rectilinie-alternativă variabilă) se obține:

$$P_i = \frac{G}{g}\frac{v^2}{r}(\cos\alpha \pm \psi\cos 2\alpha). \qquad (14.13)$$

Cînd mecanismul are un mers lent, sau, dacă suma maselor $m$ are o valoare redusă, rezultanta forțelor de inerție $P_i$ poate avea o influență redusă în comparație cu forța din cilindru $F_{max} = F$. În astfel de cazuri, influența forței $P_i$ nu se ia în considerație în calcule, deci se neglijează.

## 14.4. VOLANTUL

### 14.4.1. NECESITATEA VOLANTULUI

În perioada unui ciclu complet al mișcării mecanismului punctele $C—D—O$ devin de două ori coliniare. Prima coliniaritate are loc cînd manivela $OD$ se situează în prelungirea bielei $CD$, iar pistonul $C$ se depărtează de articulația $O$ pînă cînd se realizează egalitatea $C_0O = l + r$. În acest moment, oricît de

mare ar fi forța $F$ din cilindru, componenta tangențială $T=0$, întrucît $\alpha+\beta=0$, deci sin $(\alpha+\beta)=0$, iar momentul motor $M_m=rT=0$. Mecanismul ajuns în această situație se spune că se află în poziție „moartă", iar punctul $C$ situat la distanța $OC_0=l+r$ se numește punct *mort interior* sau *superior* (v. fig. 14.3, *c*). Al doilea punct mort exterior sau inferior se află cînd $C$ este tuat la distanța $CO_0'=l-r$ (v. fig. 14.3, *d*).

În punctele moarte se schimbă sensul deplasării pistonului, direcția forței $F$ se suprapune concomitent cu axa bielei și manivelei, iar momentul motor se anulează. Mișcarea mecanismului continuă numai datorită inerției maselor în mișcare. Tendința de încetare și de blocare a mișcării pistonului se poate micșora dacă pe arborele articulației manivelei se montează o *masă suplimentară*, numită *volant*, care să se rotească continuu cu viteza unghiulară $\omega$. Energia acumulată de masa volantului asigură prevenirea blocării mecanismului cînd trece prin zona punctelor moarte.

La încetarea intenționată a mișcării mecanismului poate avea loc oprirea într-unul din punctele moarte. În acest caz pornirea nu mai este posibilă prin forța $F$, indiferent de mărimea acestei forțe. Pornirea se asigură prin aplicarea unei forțe suplimentare capabile, să producă un cuplu $M_m>0$. Direcția cea mai avantajoasă a forței suplimentare se află pe perpendiculară la direcția manivelei $OD$.

### 14.4.2. MASA VOLANTULUI ȘI GRADUL DE NEUNIFORMITATE

În punctele moarte viteza pistonului se anulează. Pentru asigurarea continuității mișcării, volantul — ca acumulator de energie cinetică — cedează o parte din această energie cînd mecanismul trece prin punctele moarte. Deci, rolul volantului este de a îmbunătăți uniformitatea mișcării întregului mecanism. Un mers perfect uniform s-ar obține foarte greu, iar în unele cazuri practic este imposibil de realizat.

Gradul de neregularitate sau de neuniformitate al mersului unei mașini caracterizează limitele în care pot oscila valorile turațiilor $n_1=n_{min}$, $n_2=n_{max}$, sau ale vitezelor $\omega_1$, $\omega_2$, respectiv $v_1$, $v_2$ ale organului de la care se folosește mișcarea, astfel încît să fie asigurată buna funcționare. Deci se admite un grad de neuniformitate sau de neregularitate al mersului mașinii. În cazul mecanismului bielă-manivelă, arborele principal 0 trebuie să aibă o mișcare cît mai uniformă.

Avînd în vedere neuniformitatea mișcării, turația medie și viteza medie sînt:

$$n_m=\frac{n_1+n_2}{2}; \quad \omega_m=\frac{\omega_1+\omega_2}{2}; \quad v_m=\frac{v_1+v_2}{2}. \tag{14.14}$$

Operînd de exemplu, cu vitezele unghiulare, gradul de neregularitate al mișcării mecanismului se definește prin relația:

$$\boxed{\delta=\frac{\omega_2-\omega_1}{\omega_m}}; \quad \text{sau:} \quad \boxed{\delta=\frac{n_2-n_1}{n_m}} \tag{14.15}$$

Comparîndu-se rezultatul obținut prin relația (14.14) cu valoarea gradului de neregularitate admis $\delta_a$, se poate aprecia calitatea mașinii sau a mecanis-

mului din acest punct de vedere. Coeficientul gradului de neregularitate $\delta_a$ are valori specifice tipului mașinii (tab. 14.2).

*Tabela 14.2*

**Valori ale gradului de neregularităţi $\delta_a$ pentru cîteva tipuri de mașini**

| Grupa de mașini | $\delta_a$ |
|---|---|
| Mașini generatoare electrice | $\frac{1}{100} \dots \frac{1}{300}$ |
| Motoare de avion | $\frac{1}{200}$ |
| Mașini-unelte pentru prelucrat metale<br>Mașini textile<br>Mașini poligrafice | $\frac{1}{30} \dots \frac{1}{50}$ |
| Pompe și compresoare | $\frac{1}{15} \dots \frac{1}{30}$ |

Acceptînd o valoare medie a vitezei unghiulare $\omega_m$, deci a turației $n_m$ cu ajutorul gradului de neregularitate $\delta_a$ și aplicînd relațiile (14.14) și (14.15) rezultă $n_{max}=n_2$ și $n_{min}=n_1$, astfel:

$$\left.\begin{aligned} \delta_a n_m &= n_2 - n_1 \text{ din relația (14.15)} \\ 2n_m &= n_2 + n_1 \text{ din relația (14.14)} \end{aligned}\right\} \quad (14.16)$$

$$n_m(\delta_a+2)=2n_2 \text{ [rezultatul adunării sistemului (14.16)]}$$

$$\boxed{n_2 = n_m\left(1-\frac{\delta_a}{2}\right)} \text{ [rot/min]}. \quad (14.17)$$

Substituind această valoare în ecuația (14.14) se obține:

$$\boxed{n_1 = n_m\left(1-\frac{\delta_a}{2}\right)} \text{ [rot/min]}. \quad (14.18)$$

Asigurarea mersului mașinii în limitele neregularității admise poate fi realizată determinînd masa volantului prin calcule specifice.

Masa volantului exprimată în funcție de greutatea acestuia $G$ se determină cu o relație stabilită pe baza unor experimentări și calcule mai aprofundate. Această relație are forma:

$$\boxed{GD^2 = 3\,600\frac{W}{\delta_a n_m^2}} \text{ [kgf.m}^2\text{]}. \quad (14.19)$$

În această relație produsul $GD^2$ se numește *momentul volantului*, $D$ reprezintă diametrul circumferinței pe care se rotește centrul de greutate al obezii volantului (fig. 14.5), iar $W$ reprezintă diferența lucrurilor mecanice (determinată prin reprezentări grafice) dintre variația cuplului motor $M_m = rT$ și a cuplului rezistent $M_r$, într-un ciclu al mișcării de regim.

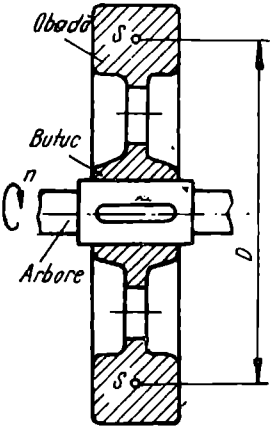



Fig. 14.5. Forma constructivă a unui volant.

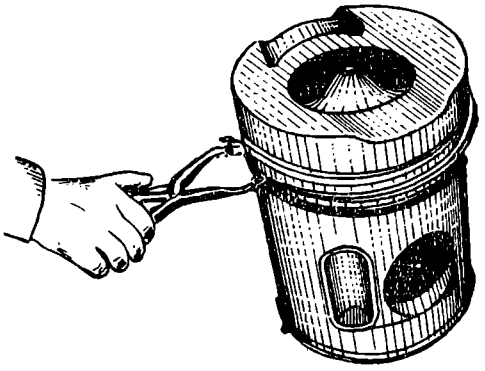


Fig. 14.6. Montarea segmenților metalici în canalele unui piston.

Forma constructivă a volantului urmărește îndepărtarea maximă a masei acestuia de propria axă de rotație, astfel încît să se realizeze un gabarit admis de ansamblul mecanismului.

În stabilirea formei și a dimensiunilor volantului se alege diametrul $D$ și se determină greutatea $G$ sau invers.

În figura 14.5 este reprezentată o formă obișnuită de volant. Cea mai mare parte a masei este concentrată în obadă $G_0 \approx 0{,}9\ G$.

## 14.5. CONSTRUCȚIA PRINCIPALELOR ELEMENTE COMPONENTE

**Pistonul.** Acționat de fluidul sub presiune, pistonul ghidat în cilindrul său efectuează o mișcare alternativă de translație. De fapt, contactul cu cilindrul este asigurat prin intermediul unor segmenți metalici sau nemetalici.

Montarea segmenților metalici se face cu dispozitive speciale, ca în figura 14.6

Materialele de bază din care se execută pistoanele sînt aliaje de aluminiu, fonte aliate și oțeluri turnate sau forjate. În cazuri speciale se execută pistoane cu armături de invar pentru micșorarea dilatării, sau cu mantaua din materiale bimetalice, iar în cazuri excepționale se folosesc aliaje pe bază de magneziu. Principalele propietăți ale materialului pentru pistoane sînt:

menținerea rezistenței la temperaturi ridicate, dilatare redusă, greutate specifică mică, rezistență la uzare și la coroziune, prelucrabilitate bună și preț de fabricație redus.

În figura 14.7 este reprezentat un piston de motor cu ardere internă cu cîteva elemente constructive. După ce se determină diametrul $D$ prin calcule de rezistență mecanică și termică, celelalte elemente se stabilesc constructiv.

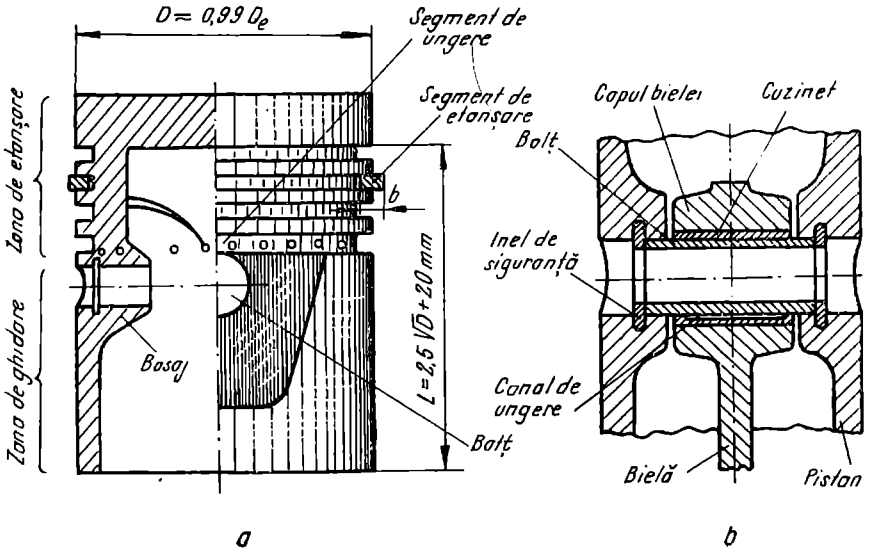



Fig. 14.7. Pistonul unui motor cu ardere internă:
*a* — pistonul; *b* — îmbinarea capului bielei cu pistonul prin intermediul bolțului.

În figura 14.8 sînt reprezentate diverse tipuri de pistoane cu segmenți metalici și nemetalici.

*Segmenții sau inelele pistonului.* Pistoanele și cilindrii sînt rigide și scumpe. Contactul direct între cilindri și piston ar determina o uzare rapidă: acest lucru poate fi prevenit prin asigurarea contactului prin intermediul segmenților. Segmenții metalici se execută din fontă, din oțel sau din bronz. Diametrul lor inițial (de strunjire $D_0$) este mai mare decît diametrul cilindrului în care funcționează. Înainte de montaj se crestează și se tratează încît devin elastice. La montaj, pentru a nu se rupe, se desfac cu dispozitive speciale (clești), astfel încît diametrul lor interior devine mai mare decît diametrul pistonului (fig. 14.8).

După montarea segmenților pe piston, întregul ansamblu se montează în cilindru prin strîngerea elastică a segmenților, astfel încît diametrul segmentului devine egal cu diametrul cilindrului $D_c$ adică $D_s = D_c = D$.

Tendința de revenire a segmenților la diametrul inițial $D_0$ creează o presiune pe pereții cilindrilor $p = 0{,}5 \ldots 2{,}5$ kgf/cm². În general $p_a \leqslant 3$ kgf/cm².

Pentru a proteja cilindrii împotriva uzării rapide, segmenții au o duritate superficială mai mică, deci se uzează mai ușor și se înlocuiesc cu alții noi (piese de schimb).

Segmenții sînt folosiți pentru etanșarea interstițiului dintre piston și cilindru în care se deplasează. În unele cazuri au și rolul curățirii (raclării) uleiului de pe suprafața cilindrului.

**Tija.** Tija este un element intermediar care asigură legătura cinematică a pistonului cu capul de cruce. Ea se execută din oțel laminat cu secțiunea circulară. Tija este solicitată alternativ la întindere-compresiune de forța $F=F_{max}$. Diametrul tijei cilindrice se obține astfel:

$$\sigma=\frac{F}{A}=\frac{4F}{\pi d^2};$$

$$d=\sqrt{\frac{4F}{\pi\sigma_{at}}}.$$

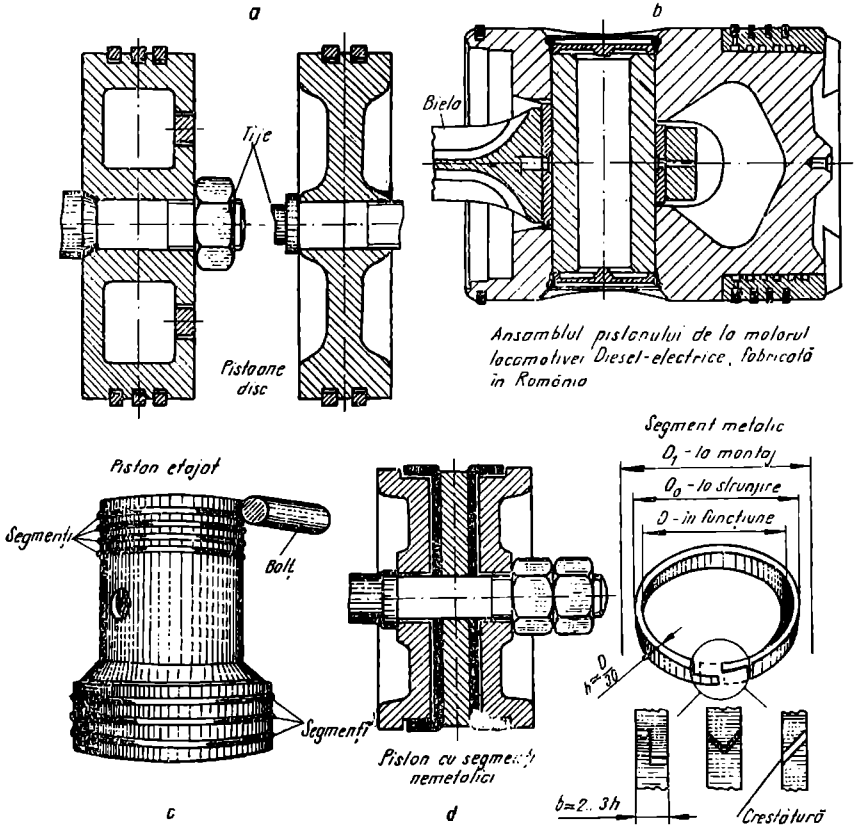



Fig. 14.8. Diferite tipuri constructive de pistoane și segmenți:
*a* — pistoane disc pentru mașini cu abur; *b* — piston cu segmenți de etanșare și de raclare; *c* — piston etajat; *d* — piston cu segmenți nemetalici pentru motoare hidraulice sau pneumatice; *e* — segment de etanșare.

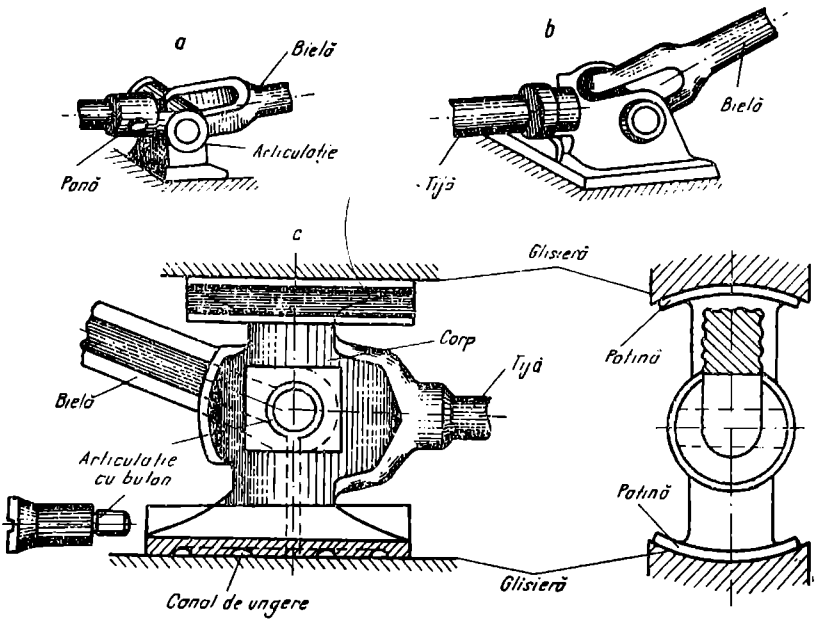



Fig. 14.9. Capete de cruce — părți componente și variante constructive.

**Capul de cruce.** Capul de cruce este un alt element intermediar prin care se face legătura cinematică între tija pistonului și biela mecanismului (fig. 14.9). S-a menționat că numai unele mecanisme sînt prevăzute cu tijă și cap de cruce. De exemplu, mecanismul bielă-manivelă al motoarelor cu ardere internă nu este prevăzut cu cap de cruce și tijă, pe cînd cel al pompelor de foraj are și aceste elemente. În figura 14.9, *c* este reprezentat capul de cruce simetric de la mecanismul bielă-manivelă de la pompele de foraj din industria petrolieră.

Capul de cruce are mișcarea de translație sau de ghidaj fiind legat rigid cu pistonul prin intermediul tijei. Între capul de cruce și bielă legătura se asigură printr-o articulație cu bolț.

Corpul capului de cruce, executat din fontă obișnuită sau din oțel turnat, are doi pereți laterali pe care se montează tălpile — din fontă specială sau cu o altă căptușeală antifricțiune — numite și *patine*, care ghidează pe două părți exterioare, numite *glisiere*.

Patinele se execută cu o suprafață de contact cît mai mare pentru a realiza o presiune specifică mai redusă. Presiunea redusă și ungerea permanentă asigură o bună funcționare, prevenind griparea suprafețelor de contact dintre patine și glisiere.

Capetele de cruce se execută în diferite forme și variante constructive. Cîteva din acestea sînt reprezentate în figura 14.9.

**Biela.** Ca element component de bază al mecanismului biela este articulată la ambele capete de alte elemente ale mecanismului. Capul mic (piciorul) are

o mișcare de translație alternativă, fiind articulat cu pistonul. Capul mare are o mișcare circulară fiind articulat cu manivela prin butonul de manivelă (v. fig. 14.1).

Capul bielei poate fi dintr-o bucată, bielă închisă sau cu capac separat, pentru a face posibilă montarea acestuia pe fusuri intermediare, *bielă deschisă*.

În cazul mecanismelor motoare (ale motoarelor), biela transmite mișcarea prin transformare, de la capul de cruce, sau direct de la piston, la butonul de manivelă. În cazul mașinilor de lucru, transmiterea schimbă sensul, deoarece de data aceasta mișcarea de rotație a manivelei se transformă în mișcare rectilinie alternativă.

Principalele componente pot fi urmărite pe figura 14.10. Formele mai obișnuite ale secțiunii tijei bielei pot fi cilindrică-plină sau inelară-dreptunghiulară, sau în I (fig. 14.10). Materialele de bază din care se execută bielele sînt: oțelul carbon de calitate, oțelul aliat și aliajele de aluminiu.

*Indicații de calcul.* Asupra tijei acționează forța $S_{max}$, care o supune la solicitări alternative de tracțiune-compresiune, deci și la flambaj. Bielele de dimensiuni mari, sau supuse vitezelor ridicate, sînt solicitate și la încovoiere, de către forțele de inerție.

Forța $S$ care solicită biela la întindere-compresiune are valoarea maximă cînd $\beta = 0$, deci în punctul mort ($S = F_{max} = S_{max}$) (fig. 14.4). Astfel secțiunea bielei $A_b$ va fi:

$$A_b = \frac{F_{max}}{\sigma_{at}}$$

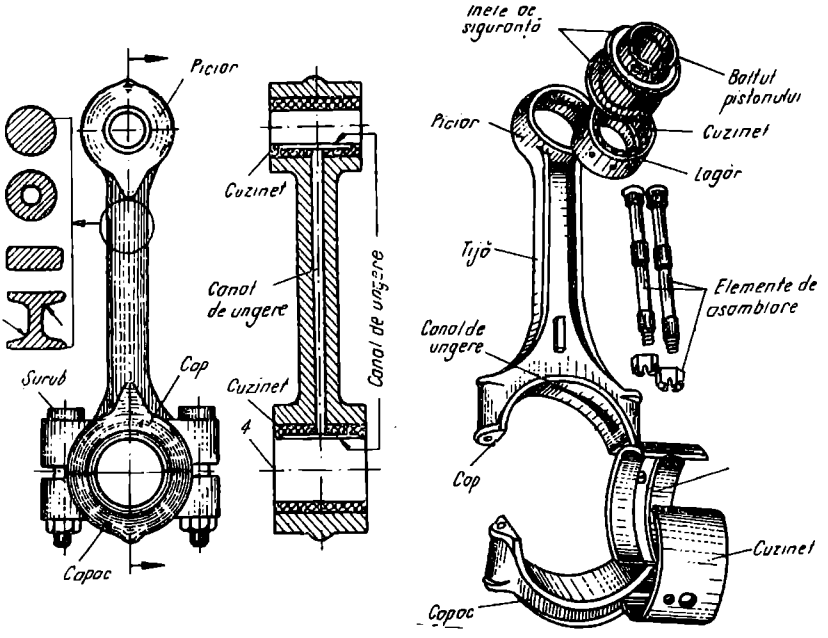



Fig. 14.10. Bielă de motor. Elementecomponente și forma constructivă.

După determinarea secțiunii tijei se efectuează calculul de verificare la flambaj dacă este cazul.

Tija unor biele este prevăzută cu un orificiu de ungere în lungul axei de simetrie, după cum se indică pe figura 14.10.

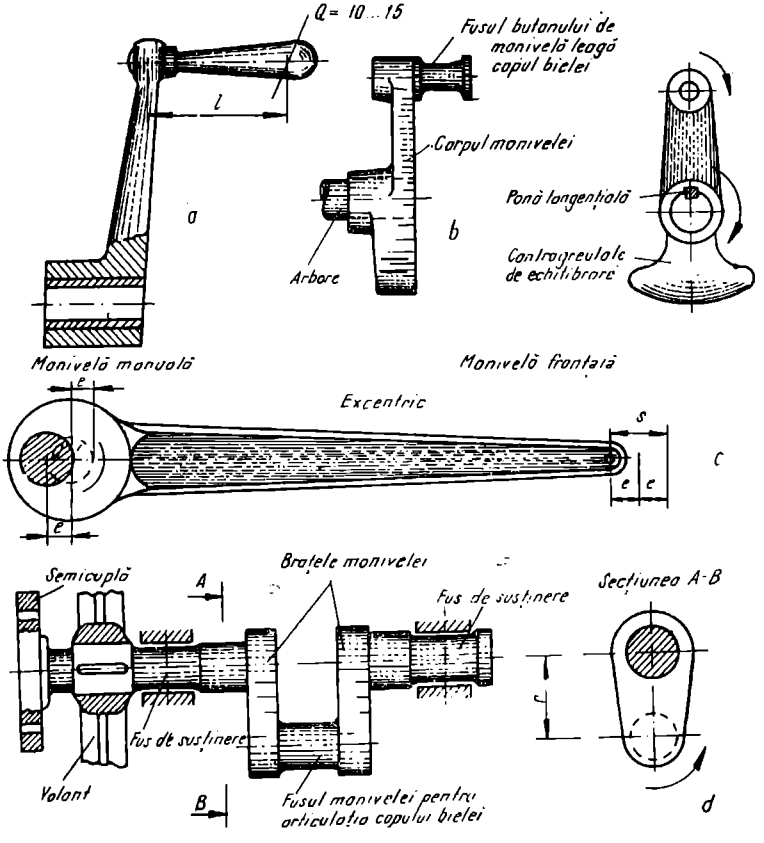



Fig. 14.11. Manivele. Diverse tipuri constructive.

**Manivela.** În general, prin manivelă se definește organul de mașină care face legătura, între bielă și arbore. Ea are o mișcare simplă de rotație în jurul axei arborelui.

În construcția de mașini și aparate se întrebuințează atît manivelele acționate manual (fig. 14.11, *a*) cît și cele acționate mecanic (fig. 14.11, *b*, *c*, *d*).

# PARTEA A CINCEA

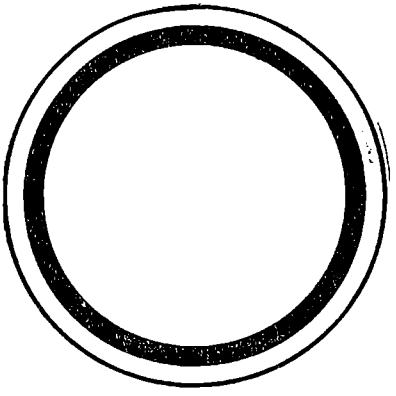
# CONDUCEREA ȘI CIRCULAȚIA FLUIDELOR

În interiorul uzinelor sau al localităților prin sistemele de reținere, reglare și conducere a circulației fluidelor se poate asigura transportul diferitelor materii ca: apă, abur, lubrifianți, gaze, substanțe chimice etc. cu o eficiență economică optimă.

Astfel de sisteme tehnice fac parte și din structura mașinilor, de obicei alcătuind sistemul de ungere sau lubrificare.

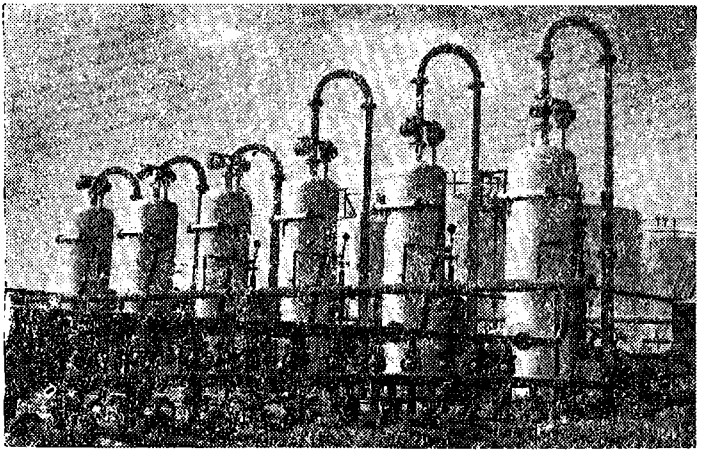
Principalele părți componente ale unui asemenea sistem sînt: tubulatura sau conductele, flanșele de legătură cu elementele de asigurare a etanșării, compensatoarele de dilatare, racordurile sau fitingurile și armăturile necesare reținerii sau reglării circulației fluidului respectiv.

Caracteristicile fizico-chimice ale materialelor transportate (temperatura, presiunea, coroziunea etc.) necesită o gamă largă de materiale în construcția elementelor componente ale acestor sisteme.



CAPITOLUL

15



# ORGANE PENTRU REȚINEREA, CONDUCEREA ȘI COMANDA CIRCULAȚIEI FLUIDELOR

## 15.1. GENERALITĂȚI

Schemele unor mașini sau ale unor instalații industriale sînt prevăzute cu circuite speciale pentru circulația anumitor fluide (uleiuri, benzină, apă abur, aer comprimat etc.). Fluidele respective pot avea rol funcțional propriu în ansamblul mașinii : ulei pentru ungere, apă destinată răcirii, abur sub presiune (agent motor) pentru comanda rotorului de turbină, aer pentru acționarea ciocanelor pneumatice etc. În alte cazuri, fluidele nu au un rol funcțional propriu în ansamblul funcționării mașinii, ci un rol tehnologic divers ; de exemplu, petrolul și derivatele sale în instalațiile de alimentare sau de irigare, gazele naturale în instalațiile respective etc.

De obicei, fluidele sînt captate sau reținute în *vase de depozitare*, rezervoare sau recipiente de construcție etanșă. De la locul de reținere pînă la cel de utilizare, fluidele sînt dirijate prin intermediul *conductelor* (țevi sau tuburi).

Pentru asigurarea circulației fluidelor, cele două grupe de piese se îmbină prin elemente de legătură : piese fasonate, compensatoare de dilatare etc.

Echipate cu organe pentru comanda circulației fluidelor (ventile, sertare, cepuri, valve etc.), cele două grupe de elemente îmbinate (rezervoarele și conductele) formează diverse circuite prin care se pot asigura independent sau concomitent, funcțiile de reținere, dirijare și reglare a circulației fluidelor.

În general, elementele folosite pentru închidere-deschidere, comandă, reglare, siguranță etc. se numesc *armături*.

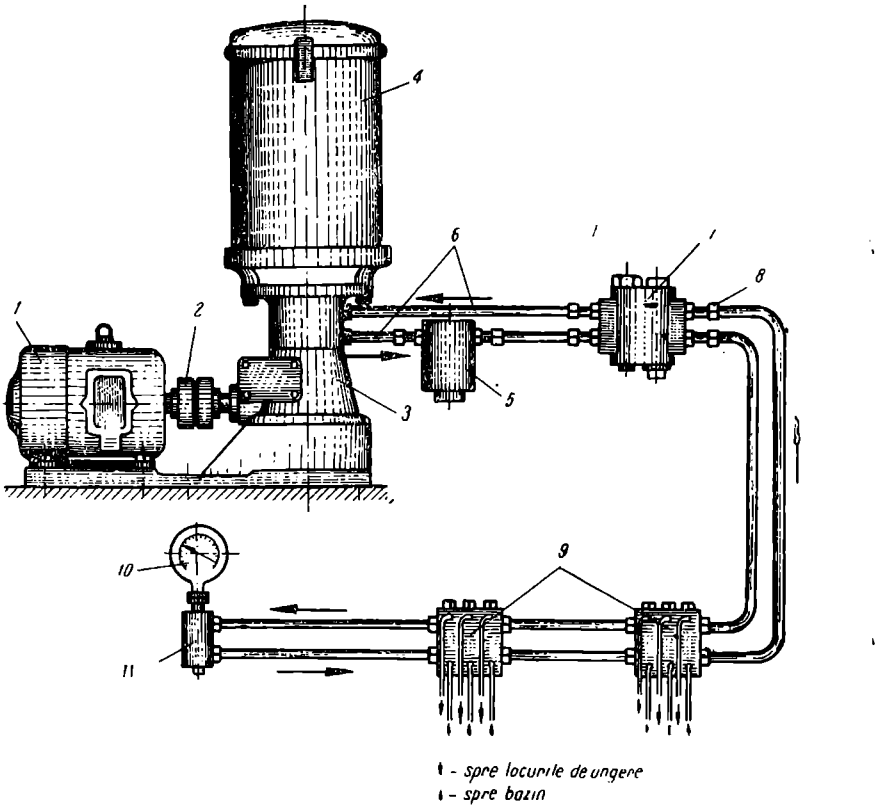



Fig. 15.1. Schema de principiu a unei instalații de ungere forțată prin presiunea creată de o pompă cu roți dințate :
*1* — motor electric ; *2* — cuplaj ; *3* — pompa cu roți dințate ; *4* — rezervor cu ulei ; *5* — filtru de ulei ; *6* — conducte ; *7, 9* — distribuitoare ; *8* — mufă ; *10* — manometru ; *11* — supapă de siguranță.

Etanșeitatea, rezistența la presiune, la temperatură, la coroziune și interschimbabilitatea sînt principalele condiții pe care trebuie să le satisfacă aceste piese.

O asemenea instalație folosită în schema mașinilor pentru asigurarea ungerii este reprezentată în figura 15.1.

## 15.2. ELEMENTE PENTRU REȚINEREA FLUIDELOR

Din această categorie fac parte : rezervoarele, recipientele și cilindrii mașinilor de forță sau ai mașinilor de lucru.

Aceste elemente se execută în special prin turnare din fontă sau din oțel. Cele de dimensiuni mari se execută prin sudare din table de oțel (fig. 15.2).

Rezervoarele, recipientele și cilindrii sînt echipate cu conducte de umplere și de evacuare, cu serpentine de încălzire sau de răcire, cu dispozitive de nivel și de prea-plin, precum și cu armăturile specifice.

*Rezervoarele* sînt vase închise (de construcție etanșă) utilizate pentru depozitarea fluidelor la presiunea atmosferică și la temperatura obișnuită, sau la presiuni diferite, dar la temperatura obișnuită. De exemplu, rezervoarele de benzină ale mașinilor rutiere sau cele ale stațiilor de benzină, rezervoarele castelelor de apă etc.

*Recipientele* sînt tot vase închise, de construcție etanșă. Ele reține fluidele la temperaturi și presiuni diferite. Ca exemplu pot fi indicate buteliile de aragaz, autoclavele, tamburele cazanelor de abur, tuburile de oxigen etc.

Rezervoarele și recipientele se realizează cu variate forme constructive. Mai obișnuite sînt formele cilindrice (tamburele cazanelor cu abur), eliptice (cisternele pentru transportatul laptelui, al benzinei etc.), sferice (vase depozit din industria chimică).

Cilindrii se studiază la disciplinele de specialitate.

*Elementele de calcul* sînt specifice fiecărei forme constructive, dar sînt comune pentru rezervoare și recipiente. De exemplu, în cazul vaselor cilindrice se deosebește solicitarea transversală $F$ și cea longitudinală $F'$.

Diametrul $D$ al rezervorului sau al recipientului și lungimea $L$ se determină astfel încît să se asigure capacitatea cerută vasului respectiv. În funcție de presiunea $p$, diametrul $D$ și de rezistența materialului $\sigma$ se determină grosimea $s$ a vasului.

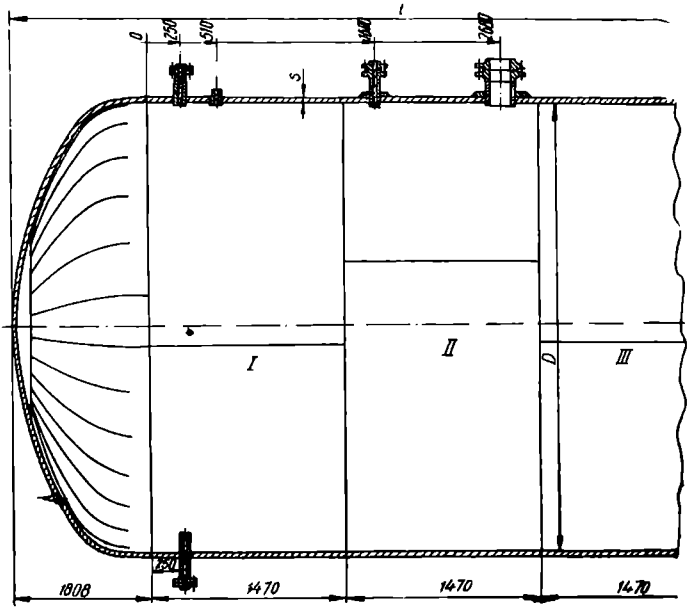



Fig. 15.2. Vas de depozitare de mare capacitate, din rafinării: D = 3 450 mm; L = 15 376 mm; s = 32 mm.

*Solicitarea în secțiune transversală F.* În direcția capacului se dezvoltă forța $F=\frac{\pi}{4}D^2p_{max}$, care solicită corpul (mantaua sau virola) vasului la tracțiune (fig. 15.3), potrivit relației:

$$F_t=\frac{\pi}{4}D^2p_{max}=\pi Ds\varphi\sigma_{at}\ ;\ \text{iar}\ \ s=\frac{D\ p_{max}}{4\varphi\sigma_{at}}+s_1. \qquad (15.1)$$

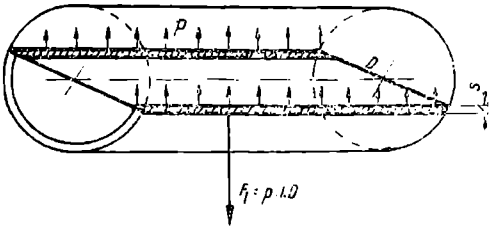



Fig. 15.3. Schema solicitării longitudinale a unui recipient cilindric.

Avînd în vedere efectul coroziunii asupra materialului și erorile de execuție, grosimea $s$ se ia mai mare cu $s_1=1—3$ mm în cazul oțelului, respectiv $s_1=5—7$ mm în cazul fontei. Coeficientul de calitate al sudurii $\varphi$ este: $\varphi=0{,}6\ldots0{,}9$.

Rezistența admisibilă $\sigma_{at}=800—1\,200$ kgf/cm² pentru oțeluri destinate construcției recipientelor OLK 1...OLK 5 (STAS 2883—62). La fonte se admite $\sigma_{at}=250—300$ kgf/cm²; iar $s_1=5—7$ mm.

*Solicitarea secțiunii longitudinale.* Forța $F_l$, care solicită secțiunea longitudinală $A_l=2\varphi ls$ la întindere, provine din acțiunea presiunii pe suprafața cilindrică. Efectul presiunii $p$ asupra suprafeței cilindrice este același cu efectul presiunii $p$ asupra unei suprafețe dreptunghiulare $A=LD$ obținută prin proiecția suprafeței cilindrice pe un plan diametral (fig. 15.3). Ecuația de echilibru $F=A\cdot\sigma$ devine:

$$p\cdot l\cdot D=2\,l\ \cdot s\cdot\varphi\ \sigma_{at},\ \text{deci}\ \boxed{\sigma_t=\frac{pD}{2s\varphi}\leqslant\sigma_{at}} \qquad (15.2)$$

**Exemplu de calcul**

Să se determine grosimea $s$ a unui recipient cilindric sudat din tablă de oțel — OLK 2 (STAS 2883-62) avînd: $\sigma_c=22$ kgf/mm², cînd sînt date: $p=10$ kgf/cm²; $D=1\,000$ mm$=100$ cm; $l=150$ cm.

*Rezolvare.* Considerîndu-se: $\varphi=0{,}8$; $\sigma_{at}=\sigma_c/C=2\,200/2=1\,100$ kgf/cm² $s_1=2$ mm și aplicîndu-se relația (15.1) se obține:

$$s=\frac{Dp_{max}}{4\varphi\sigma_{at}}+s_1=\frac{100\times10}{4\times0{,}8\times1\,100}+0{,}2=\frac{1\,000}{3\,250}+0{,}2=0{,}5\ \text{cm}\approx5\ \text{mm}.$$

Secțiunea longitudinală se verifică la întindere cu relația (15.2).

$$\sigma_l=\frac{pD}{2s\varphi}=\frac{10\cdot100}{2\cdot0{,}5\cdot0{,}8}=\frac{1\,000}{0{,}8}=1\,250\ \text{kgf/cm2}>1\,100\ \text{kgf/cm}^2$$

Deoarece $\sigma_i > \sigma_{at}$ rezultă necesitatea determinării grosimii $s$ din relația (15.2);

$$s = \frac{pD}{2\varphi\sigma_{at}} = \frac{10 \cdot 100}{2 \cdot 0{,}8 \cdot 1\,100} = \frac{1\,000}{1\,760} = 0{,}57 \text{ cm} = 6 \text{ mm}.$$

Deci, grosimea tablei va fi: $s = 6$ mm.

## 15.3. CONDUCTE ȘI TUBURI

*Conductele* sînt piese tubulare cu pereți relativ subțiri din oțel, fontă, cupru, aluminiu, material plastic etc. Forma constructivă a conductelor permite circulația unor fluide sau a unor materiale pulverulente.

În construcția de mașini se folosesc în special acele conducte denumite țevi. Țevile au secțiunea inelară și pereții subțiri în raport cu diametrul lor exterior.

Conductele din țeavă prin care circulă fluide sub presiune se execută prin tragere sau laminare, fără a fi sudate. Cele prin care circulă fluide sub presiunea joasă se execută din oțel prin îndoire și sudare (țevi sudate) sau din material plastic prin extrudare.

Țevile din instalații termice care lucrează la presiuni și temperaturi ridicate se execută fără sudură din oțeluri elaborate din grupa OLT 32... ...OLT 65 și OAT 1...OAT 5 după prescripțiile STAS 2881-61.

Țevile din metale neferoase-cupru, alamă, plumb, aluminiu etc. sau din materiale nemetalice se folosesc în industria aparatelor electrice, navale, sanitare, agricole, în industria alimentară etc.

*Tuburile* sînt tot conducte utilizate pentru transportul fluidelor. Ele au diametrele foarte mari, sînt mai scurte și se execută prin turnare. Tuburile se execută, din fontă, oțel sau beton.

### 15.3.1. ELEMENTE DE CALCUL

Diametrul nominal $D_n$ reprezintă principala dimensiune a conductei și se referă la secțiunea de trecere a fluidului (STAS 2099-65).

Grosimea corpului țevii $s$ se determină cu relațiile (15.1) sau (15.2) ca și grosimea corpului recipientelor.

Diametrul interior nominal $D_n$, se determină în funcție de debitul $Q$ ($m^3/s$) necesar a fi transportat și de viteza de curgere admisibilă $v$ (m/s) indicată în tabele.

Debitul $Q$ se determină cu relația de continuitate a curgerii:

$$Q = \frac{\pi D_n^2}{4} v;$$

$$\boxed{D_n = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}} \qquad (15.3)$$

Rezultatul obținut pe această cale se rotunjește la valoarea standardizată (STAS 2099-65).

Pierderile de presiune din conducte se datoresc și formei coturilor ce se execută în lungul țevilor. Execuția coturilor bruște se evită pe cît posibil.

*Dilatarea conductelor.* Conductele lungi supuse la variații apreciabile de temperatură se dilată astfel încît pot să se deterioreze chiar dacă presiunea fluidului este redusă.

Pentru ca efortul suplimentar $\sigma$ în secțiunea conductei să nu depășească valorile admisibile trebuie ca deformația suplimentară $\Delta l$ să fie compensată.

$$\boxed{\Delta l = l\alpha(t_1 - t_2)} \qquad (15.4)$$

De exemplu, o conductă de oțel cu lungimea liniară $l = 300$ mm folosită la alimentarea cu abur și funcționînd la o variație de temperatură între $t_1 = 170°C$, și $t_2 = -10°C$ (considerînd $\alpha = 0{,}000012$) se va dilata cu valoarea:

$$\Delta l = 300 \cdot 0{,}000012 \quad (170 + 10) = 0{,}648 \quad \text{m} = 648 \quad \text{mm}.$$

Cînd capetele conductelor sînt montate rigid astfel de dilatări sau comprimări o pot distruge. De aceea, conductele drepte cu lungimi mari, se echipează cu compensatoare ale deformațiilor de tipul celor din figura 15.4. În STAS 4377-67 sînt indicate detaliile necesare construcției compensatoarelor.

### 15.3.2. ÎMBINAREA CONDUCTELOR

*Îmbinarea cu flanșe.* Flanșele sînt elemente utilizate aproape exclusiv la îmbinarea tronsoanelor intermediare ale conductelor.

Caracteristicile constructive ale flanșelor sînt standardizate (STAS 1150-66) în funcție de diametrul nominal $D_n$ și de presiunea nominală $p_n$.

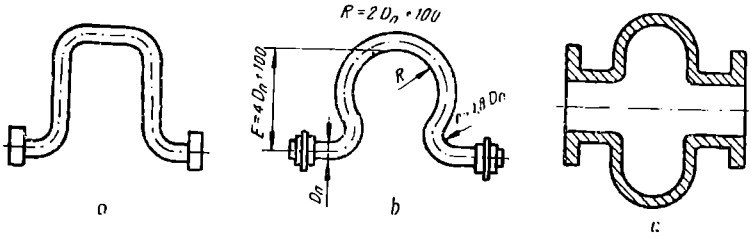



Fig. 15.4. Compensatoare de dilatație, pentru conducte liniare lungi:
*a* — îndoite direct din țeavă; *b* — lire de dilatare; *c* — racorduri cu gofraj.

Îmbinările prin sudură cu *flanșe plate* sînt cele mai frecvente (fig. 15.5, *a*), datorită simplității constructive și a eficienței economice. Forma lor este circulară sau eliptică. Flanșele sudate pe fiecare capăt al țevii se îmbină apoi între ele prin șuruburi. Pe suprafețele flanșelor se practică 2—3 canale triunghiulare care măresc etanșeitatea îmbinării. Astfel de îmbinări satisfac condițiile de rezistență și etanșare numai în cazul presiunilor reduse.

Flanșele cu prag (fig. 15.5, *b*), asigură o etanșeitate sporită deoarece presiunea creată prin strîngerea șuruburilor se repartizează pe o suprafață mai redusă.

Îmbinarea *cu flanșe cu prag și canal circular* (fig. 15.5, *c*) se utilizează la îmbinarea țevilor cu regim de presiune ridicată. Pentru sporirea etanșeității în canal se pot introduce garnituri ce se presează cu pragul flanșei pereche. Găurile șuruburilor de strîngere se practică mai aproape de canalul circular.

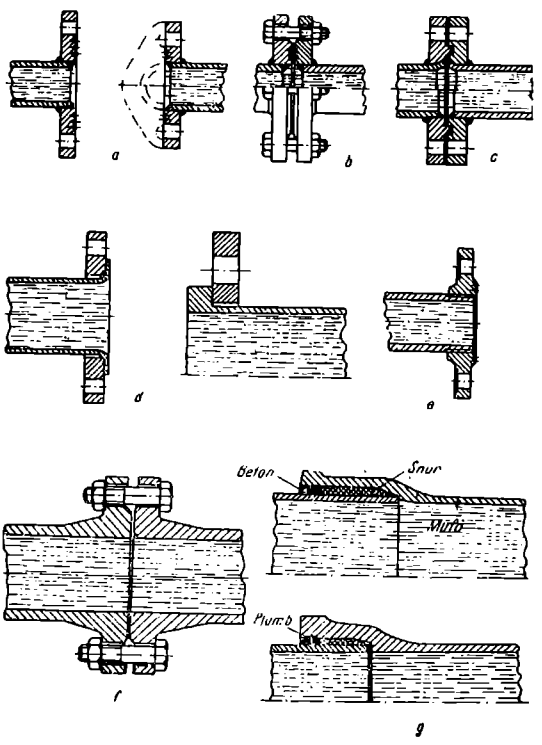


Fig. 15.5. Îmbinarea conductelor prin flanșe și prin mufe.

Îmbinarea *cu flanșe libere* așezate pe țeavă, presupune răsfrîngerea capetelor țevilor ca în figura 15.5, *d*. Se aplică în special conductelor din cupru, alamă și aluminiu, deoarece răsfrîngerea are rol de garnitură pentru etanșare.

Îmbinarea *prin filetare* necesită flanșe cu guler care permit o lungime filetată suficientă pentru asigurarea etanșeității necesare (fig. 15.5, *e*).

Tuburile se îmbină tot prin flanșe cînd se execută prin turnare. Flanșele se pot executa dintr-o bucată cu capetele tuburilor supuse îmbinării (fig. 15.5 *f*), dar pot fi și separate, executate din același material sau din materiale diferite.

*Îmbinări prin mufe.* Tuburile folosite pentru transportul fluidelor se pot îmbina și prin mufe (fig. 15.5, *g*). Spațiul dintre mufă și tub se umple cu șnur de cînepă îmbinat cu gudron peste care se toarnă ciment (tuburi de scurgere) sau care se presează printr-un strat de plumb ștemuit (deformat prin batere).

*Îmbinări cu fitinguri și racorduri.* Fitingurile sînt organe simple care fac legătura între țevi sau între tuburi (fig. 15.6 și 15.7). Îmbinarea cu fitinguri asigură :

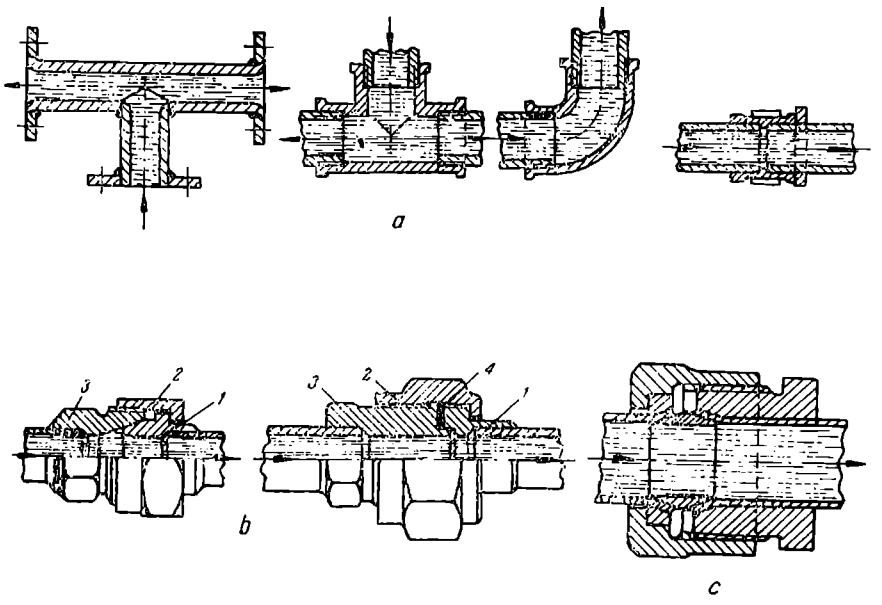



Fig. 15.6. Secțiuni prin diverse fitinguri și racorduri:
*a* — fitinguri; *b* — îmbinări cu racorduri olandeze (*1* — ștuț; *2* — piuliță cu filet interior; *3* — piuliță cu filet exterior; *4* — garnitură); *c* — piuliță olandeză cu inel conic.

— legătura dintre conducte de aceleași dimensiuni (îmbinare);

— legătura dintre conducte cu dimensiuni diferite în scopul reducerii secțiunii de curgere;

— schimbarea direcției de curgere;

— ramificarea curgerii de la o conductă centrală pe diferite direcții ale conductelor derivate.

Forma constructivă a fitingurilor este specifică rolului lor funcțional, după cum se poate urmări și pe figura 15.6.

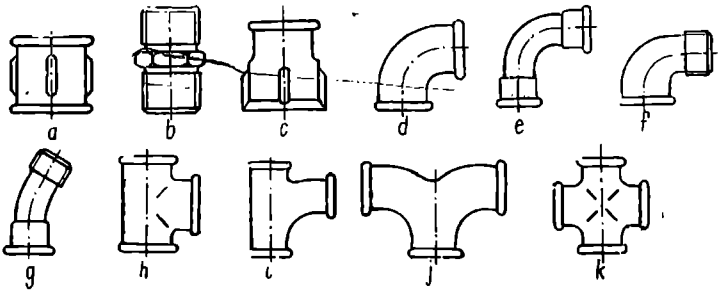



Fig. 15.7. Reprezentarea simbolică a diferitelor forme uzuale de fitinguri.

Materialele de bază folosite în construcția elementelor sînt fonte maleabile, oțeluri obișnuite și metale neferoase.

Cele mai uzuale forme constructive și tipuri de fitinguri sînt reprezentate schematic în figura 15.7.

## 15.4. ARMĂTURI PENTRU COMANDA ȘI REGLAREA CIRCULAȚIEI FLUIDELOR

Armăturile sînt organe de mașini folosite în următoarele scopuri:
— închiderea (reținerea) și deschiderea circulației fluidelor;
— reglarea debitului de curgere a fluidelor;
— măsurarea și controlul unor parametri (presiune, temperatură etc.) pentru siguranța și protecția instalațiilor.

**Armături normale.** Organele folosite pentru închidere și cele pentru reglarea circulației fluidelor se numesc armături normale.

Organul cel mai utilizat pentru comanda circulației fluidelor este ventilul sau supapa (fig. 15.8, *a*, *b*). Închiderea-deschiderea se produce prin deplasarea liniară a ventilului (supapei), prin înșurubare-deșurubare în cazul ventilului din figura 15.8, *a*, sau prin acționarea directă a tijei supapei în cazul robinetului din figura 15.8, *b*.

**Robinete cu cep.** Robinetele cu cep (fig. 15.9) asigură o închidere etanșă prin contactul suprafețelor șlefuite ale cepului cu corpul armăturii. Astfel de armături se montează pe conducte cu gaze, la indicatoare de nivel etc. Deschiderea se produce prin rotirea cepului prevăzut cu fantă. Se pot construi robinete cu cep pentru: un singur sens, două sensuri, două sau trei căi de curgere (fig. 15.9, *b*).

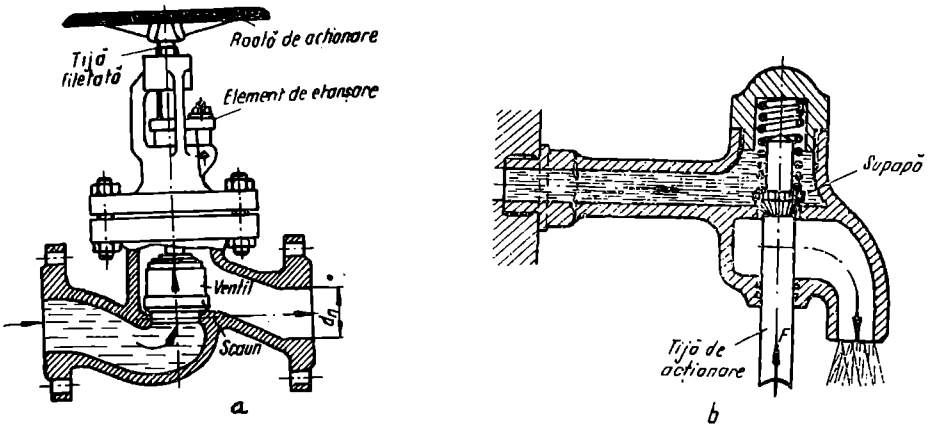



Fig. 15.8. Principalele elemente componente ale robinetului cu ventil.

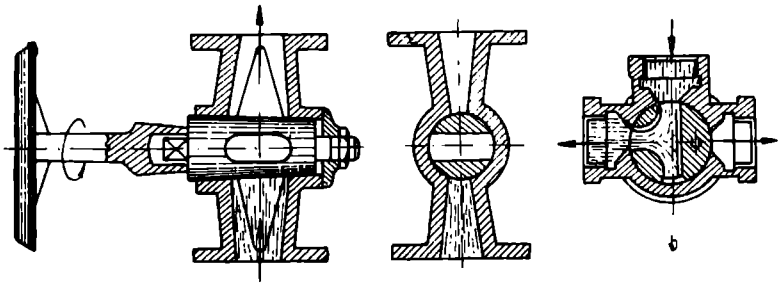



Fig. 15.9. Robinet cu cep:
*a* — pentru o singură direcție de circulație a fluidului; *b* — pentru schimbarea direcției de circulație a fluidului.

**Armături de reglare.** Cele mai reprezentative armături cu funcție de reglaj sînt robinetele cu arc și supapele cu clapete sau vane (fig. 15.10) executate în diferite variante. Variația debitului de trecere prin conductă este reglată prin înșurubarea sau deșurubarea treptată a tijei acului, respectiv prin deschiderea variabilă a clapetei. Astfel, elementele de închidere pot asigura o secțiune variabilă **orificiului** de trecere a fluidului, adică se poate regla debitul de trecere prin conductă

**Armături speciale.** Grupa armăturilor speciale cuprinde organele pentru indicarea presiunii, debitului etc. din interiorul fluidului conductei sau al vaselor.

Supapele, ventilele sau valvele de siguranță se montează pe conductele sau pe recipientele în care presiunea fluidului variază de la $p_{min}$ la $p_{max}$ datorită pompelor de presiune, compresoarelor, aburului etc. Este necesară protejarea unor astfel de instalații împotriva deteriorării determinată de creșterea presiunii peste valoarea maximă admisibilă. Deoarece eventuala deteriorare a unor părți ale instalației ca urmare a suprapresiunii poate produce accidentarea personalului de deservire, echiparea instalațiilor cu supape de siguranță este obligatorie.

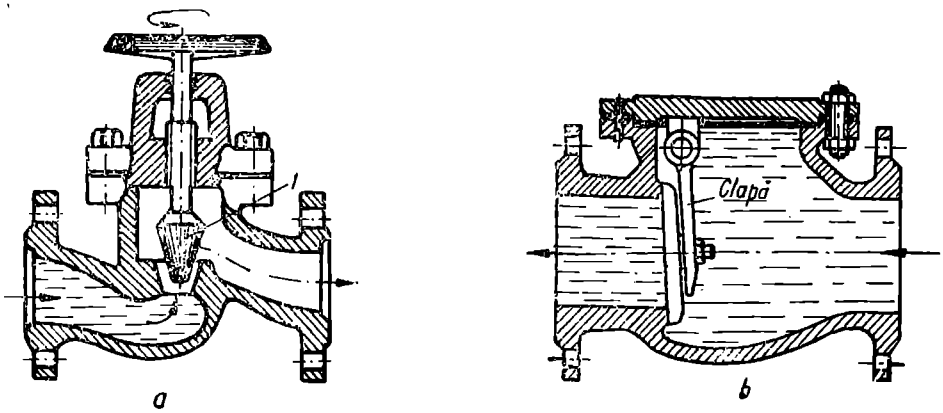



Fig. 15.10. Armături pentru reglarea debitului în conducte:
*a* — robinet cu ventil-ac (1); *b* — vană cu clapă.

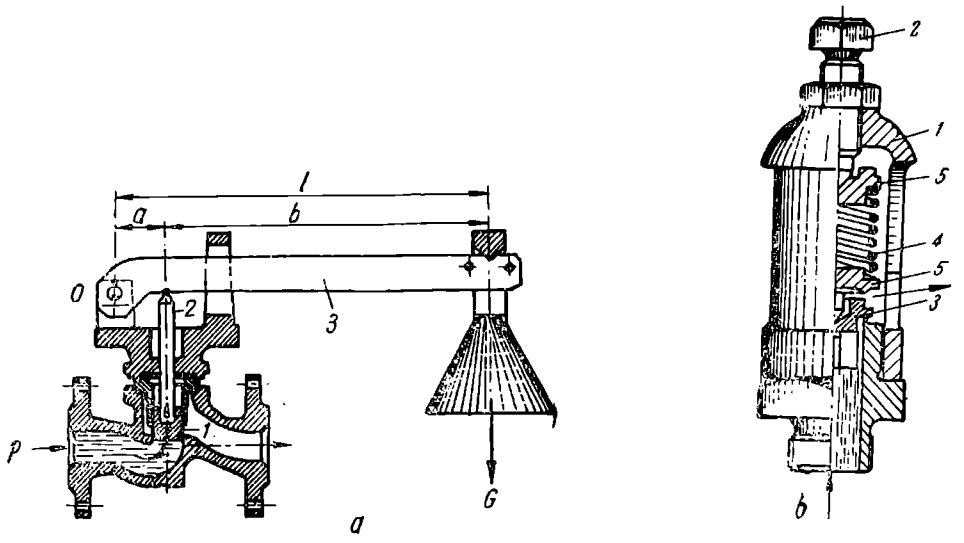



Fig. 15.11. Supape de siguranță pentru prevenirea creșterii presiunii:
*a* — supapă cu pîrghie și contragreutate (*1* — ventil; *2* — tijă; *3* — pîrghie); *b* — supapă cu arc elicoidal (*1* — corpul supapei; *2* — șuruburi de reglare; *3* — ventil; *4* — arc; *5* — suporturile arcului).

În figura 15.11, *a* este reprezentată secțiunea printr-o supapă de siguranță cu pîrghia ($a+b=l$) și contragreutate *(G)*. Astfel de supape de siguranță funcționează automat sub acțiunea directă a presiunii fluidului. De exemplu dacă presiunea *p* din recipient sau din conductă depășește valoarea admisibilă, asupra ventilului *1* se creează o forță *F*, care prin intermediul tijei 2 se transmite pîrghiei *3* pe care o dezechilibrează. În acest caz, ventilul *1* se ridică de pe scaun și permite evacuarea fluidului pînă scade presiunea în limitele valorii de regim.

Un alt tip de armătură pentru siguranță și protecție foarte mult utilizat este supapa de siguranță cu arc elicoidal (fig. 15.11, *b*).

Cînd presiunea din conductă sau din recipientul pe care se montează supapa crește astfel încît creează o forță mai mare decît cea a arcului, ventilul se deschide, iar presiunea se restabilește la valoarea admisibilă.

**Exemplu de calcul**

Să se determine greutatea *G* necesară pîrghiei din figura 15.11, *a* pentru menținerea unei presiuni în conductă $p \leqslant 25$ kgf/cm² fiind date: $a=20$ mm; $b=110$ mm; $d_1=10$ mm (diametrul orificiului ventilului).

*Rezolvare.* Scriindu-se condiția de echilibru a pîrghiei *3* printr-o ecuație de momente în raport cu articulația *O* rezultă:

$$Fa=G(a+b)=Gl, \text{ deci:}$$

$$F=\frac{\pi}{4}d_1^2p=\frac{\pi}{4}\cdot 1^2\cdot 25\approx 19{,}6 \text{ kgf};$$

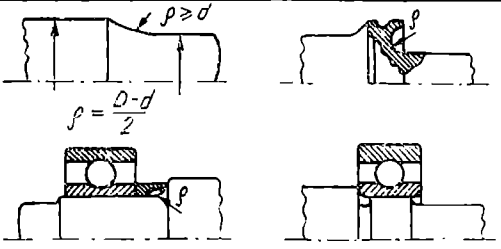
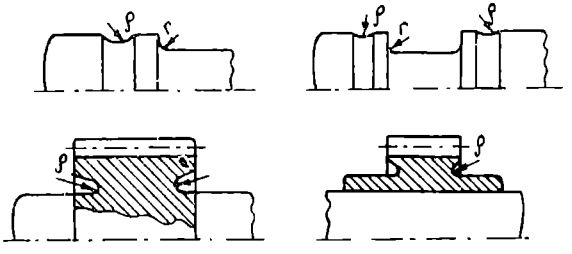
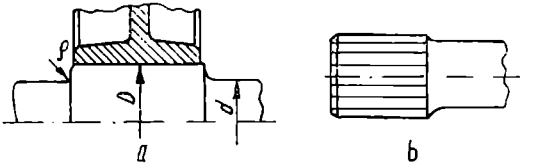
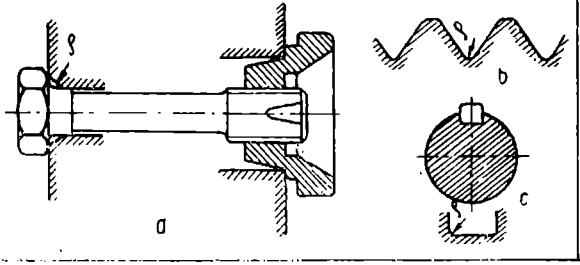
$$G=F\frac{a}{l}=19{,}6\cdot\frac{20}{130}\approx 3 \text{ kgf}.$$

**Valori orientative ale rezistenței epruvetelor din oțel în trei cazuri de solicitare**

| | Marca | Starea | I | | | | II | | | III | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | $\sigma_r$ | $\sigma_c$ | $\tau_r$ | $\tau_{rf}$ | $\sigma_t$ | $\sigma_{ot}$ | $\tau_o$ | $\sigma_{-1}$ | $\sigma_{-1t}$ | $\tau_{-1}$ |
| STAS 500-68 | OL 00 | B | —31,4 | | 27—42 | >24 | $\widetilde{24}$ | $\widetilde{25}$ | $\widetilde{16}$ | N16—22 | N 12—15 | N 8—12 |
| | OL 32 | B | 32—40 | 16 | 27—34 | 24 | 28 | 30 | 17 | N 19—24 | N 16—21 | N 8—9 |
| | OL 34 | B | 34—42 | 17—20 | 29—35 | 25 | N—22 | N—19 | N—12 | N—17 | N—12 | N—9,5 |
| | OL 37 | B | 36,2—44,1 | 24—21 | 32—40 | 29 | 25 | N—22 | N—14 | N—18,5 | N—13,5 | N—10,4 |
| | OL 42 | B | 42—50 | 26—24 | 35—44 | 32 | N—29 | N—24 | N—15 | N—20 | N—14,5 | N—11,4 |
| | OL 50 | N | 50—60 | 27 | 42—50 | 38 | 32 | 27 | 17 | 24 | 17,5 | 14 |
| | | I | — | — | — | — | — | — | — | 24—28 | — | 14—15 |
| | OL 60 | N | 60—72 | 31—30 | 50—60 | 45 | 36 | 30 | 19 | 28 | 20 | 16 |
| | | I | — | — | — | — | — | — | — | 28—33 | — | 16—20 |
| | OL 70 | N | >68,6 | >35 | >60 | 53 | 42 | 35 | 22 | 33 | 23 | 19 |
| | | I | — | — | — | — | — | — | — | 33—40 | — | 24—30 |

*Observație:* *B* — brut laminat; *I* — îmbunătățit; *N* — normalizat.

*Formele constructive moderne pentru diminuarea concentrării eforturilor unitare și a pericolului ruperii prin oboseală a unor organe de mașini*

| Categoria organelor de mașini | Denumirea corecției |
|---|---|
|   | Mărirea razelor de racordare ale arborilor (cînd $\rho \geq d$ efectul concentratorului $\beta_k$ se anihilează) |
|  | Micșorarea rigidității pieselor spre vîrful concentratorului prin canale de descărcare a-vînd raza $\rho$ |
|   | Mărirea dimensiunilor în zona concentratorului<br>a- arbori simpli<br>b- arbori cu caneturi |
|   | a- forme constructive speciale (piuliță elastică de egală rezistență)<br>b- racordarea canalelor filetului<br>c - sau ale penelor |

# CUPRINS

## Partea întîi

## GENERALITĂȚI ASUPRA ORGANELOR DE MAȘINI


Cap. 1. **Noțiuni introductive** . . . . . 5
1.1. Însușiri ale organelor de mașini . . . . . 5
1.2. Clasificarea organelor de mașini . . . . . 6
1.3. Forțe și solicitări caracteristice ale organelor de mașini . . . . . 6
1.4. Capacitatea de rezistență . . . . . 10
1.5. Execuția organelor de mașini . . . . . 12


## Partea a doua

## ÎMBINĂRI ȘI ASAMBLĂRI MECANICE


Cap. 2. **Îmbinări prin nituire** . . . . . 15

2.1. Generalități . . . . . 15
2.2. Calculul îmbinărilor prin nituire . . . . . 18

Cap. 3. **Îmbinări prin lipire** 23

3.1. Materiale, tehnologie . . . . . 23
3.1.1. Lipituri metalice . . . . . 23
3.1.2. Lipituri nemetalice . . . . . 25
3.2. Elemente de calcul . . . . . 26

Cap. 4. **Îmbinări prin sudare** . . . . . 27

4.1. Definiții. Procedee tehnologice. Forme constructive . . . . . 27
4.1.1. Definiții . . . . . 27
4.1.2. Procedee tehnologice de sudare . . . . . 29
4.1.3. Forme constructive . . . . . 32
4.2. Elemente de calcul . . . . . 32
4.2.1. Calculul îmbinărilor cu sudură cap la cap . . . . . 32
4.2.2. Calculul sudurilor laterale . . . . . 35
4.2.3. Solicitări asimetrice . . . . . 37
4.2.4. Sudarea flanșelor și a butucilor roților de transmisie . . . . . 38

Cap. 5. **Asamblări arbore-butuc** . . . . . 41

5.1. Asamblări cu pene și cu știfturi . . . . . 41
5.2. Asamblări cu pene sau știfturi transversale . . . . . 43
5.2.1. Autofrinarea penelor și a știfturilor conice . . . . . 44
5.2.2. Asamblări cu știfturi transversale . . . . . 46
5.3. Asamblări cu pene sau cu știfturi longitudinale . . . . . 47
5.3.1. Pene înalte . . . . . 47
5.3.2. Pene plate și pene concave . . . . . 51
5.3.3. Știfturi longitudinale . . . . . 52
5.3.4. Pene paralele . . . . . 52
5.3.5. Pene disc . . . . . 53
5.4. Asamblări prin caneluri . . . . . 56
5.5. Asamblări cu inele conice . . . . . 58
5.6. Asamblări cu inele ondulate . . . . . 58
5.7. Asamblări cu brățări elastice . . . . . 58
5.8. Asamblări prin strângere elastică . . . . . 60

Cap. 6. **Asamblări filetate** . . . . . 63

6.1. Elementele de bază ale asamblării cu piese filetate . . . . . 63
6.2. Caracteristicile filetelor . . . . . 64
6.3. Șuruburi și piulițe . . . . . 68
6.4. Materiale . . . . . 71
6.5. Elemente de calcul . . . . . 72
6.5.1. Condiția de autofrinare . . . . . 73
6.5.2. Măsuri suplimentare împotriva autodesurubării . . . . . 73
6.5.3. Randamentul asamblării șurub-piuliță . . . . . 76
6.6. Dimensionarea șuruburilor . . . . . 76
6.6.1. Șuruburi solicitate la forțe axiale centrice . . . . . 76
6.6.2. Șuruburi solicitate de forțe axiale excentrice . . . . . 82
6.6.3. Șuruburi solicitate de forțe transversale . . . . . 82
6.6.4. Șuruburi și piulițe speciale . . . . . 85
6.7. Transmisii cu șurub și piuliță . . . . . 85
6.8. Indicații tehnologice . . . . . 87

Cap. 7. **Asamblări elastice și elemente de acumulare a energiei. Arcuri** 90

7.1. Tipuri constructive. Domenii de utilizare. Materiale . . . . . 90
7.2. Caracteristica arcurilor . . . . . 94
7.3. Arcuri lamelare . . . . . 96
7.3.1. Arcuri lamelare dreptunghiulare . . . . . 96
7.3.2. Arcuri lamelare triunghiulare . . . . . 97
7.3.3. Arcuri lamelare cu foi multiple . . . . . 97

7.3.4. Arcuri lamelare duble . . . . . 98
7.4. Arcurile elicoidale . . . . . 99
7.5. Arcuri spirale plane . . . . . 100
7.6. Arcuri-bară de torsiune . . . . . 101

## Partea a treia

## ELEMENTE PENTRU GHIDAREA MIȘCĂRII DE ROTAȚIE

Cap. 8. **Osii și arbori** . . . . . 105

8.1. Definiții. Clasificare. Materiale. Tehnologie . . . . . 105
8.2. Calculul osiilor . . . . . 108
8.3. Calculul arborilor . . . . . 110
8.3.1. Calculul la torsiune . . . . . 110
8.3.2. Calculul la deformații torsionale . . . . . 111
8.3.3. Arbori solicitați la torsiune și la încovoiere . . . . . 112
8.3.4. Verificarea la oboseală . . . . . 117
8.3.5. Deformația arborilor la încovoiere . . . . . 122
8.3.6. Echilibrarea arborilor și turația critică . . . . . 122
8. . Fusurile arborilor și ale osiilor . . . . . 125

Cap. 9. **Lagăre** . . . . . 127

Noțiuni generale . . . . . 127
9.1. Lagăre cu alunecare . . . . . 127
9.1.1. Caracteristici. Părți componente. Materiale . . . . . 127
9.1.2. Funcționarea lagărelor de alunecare . . . . . 128
9.1.3. Elemente de calcul . . . . . 131
9.2. Lagăre cu rostogolire . . . . . 135
9.2.1. Părți componente. Caracteristici. Materiale . . . . . 135
9.2.2. Clasificarea și simbolizarea rulmenților . . . . . 136
9.2.3. Alegerea rulmenților . . . . . 138
9.2.4. Măsuri suplimentare pentru asigurarea bunei funcționări a lagărelor 141

Cap. 10. **Cuplaje** 145

10.1. Caracteristici. Rol funcțional. Tipuri constructive . . . . . 145
10.2. Cuplaje permanente . . . . . 146
10.3. Cuplaje intermitente . . . . . 151

## Partea a patra

## TRANSMISII MECANICE

### NOȚIUNI DE BAZĂ DESPRE TRANSMISII

Cap. 11. **Transmisii indirecte** 159

11.1 Transmisii cu curele 159
11.1.1. Noțiuni generale . . . . . 159
geometrici și cinematici ai transmisiei . 162

11.1.3. Calculul curelelor late . . . . . 165
11.1.4. Construcţia roţilor . . . . . 167
11.1.5. Calculul curelelor trapezoidale . . . . . 169
11.2. Transmisii cu cablu . . . . . 170
11.2.1. Noţiuni generale . . . . . 170
11.2.2. Alegerea diametrului cablului standardizat şi al rolei de înfăşurare . 171
11.3. Transmisii cu lanţuri . . . . . 173

**Transmisii directe**

Cap. 12. **Transmisii cu roţi cu frecţiune** . . . . . 175

12.1. Tipuri constructive, domenii de utilizare, materiale . . . . . 175
12.2. Elemente de calcul . . . . . 176
12.3. Variatoare de turaţie . . . . . 177

Cap. 13. **Transmisii cu roţii dinţate** . . . . . 179

13.1. Noţiuni generale despre angrenaje . . . . . 179
13.2. Condiţiile de bază ale construcţiei profilului . . . . . 181
13.3. Roţi cilindrice cu dinţi drepţi . . . . . 187
13.3.1. Dantura cu profil evolventic . . . . . 187
13.3.2. Principalele elemente geometrice ale roţii dinţate şi ale angrenajului . 187
13.3.3. Ecuaţiile parametrice ale evolventei şi aplicaţiile lor . . . . . 191
13.4. Numărul minim de dinţi . . . . . 193
13.5. Calculul dinţilor la încovoiere . . . . . 194
13.6. Durabilitatea angrenajelor . . . . . 196
13.7. Exemplu de proiectare . . . . . 196
13.8. Angrenaje cu cremalieră . . . . . 196
13.9. Angrenaje cilindrice cu dinţi înclinaţi . . . . . 199
13.10. Angrenaje cu roţi conice . . . . . 200
13.11. Angrenajul melcat . . . . . 201
13.12. Mecanisme cu roţi dinţate angrenate în serie . . . . . 202
13.13. Mecanisme reductoare . . . . . 204
13.14. Cutii de viteză . . . . . 206

Cap. 14. **Mecanismul bielă-manivelă** . . . . . 208

14.1. Părţi componente — principii de funcţionare . . . . . 208
14.2. Cinematica mecanismului bielă-manivelă . . . . . 209
14.3. Solicitarea principalelor elemente componente . . . . . 214
14.4. Volantul . . . . . 216
14.4.1. Necesitatea volantului . . . . . 216
14.4.2. Masa volantului şi gradul de neuniformitate . . . . . 217
14.5. Construcţia principalelor elemente componente . . . . . 219

## Partea a cincea

## CONDUCEREA ŞI CIRCULAŢIA FLUIDELOR


Cap. 15. **Organe pentru reţinerea, conducerea şi comanda circulaţiei fluidelor** . 227

15.1. Generalităţi . . . . . 227
15.2. Elemente pentru reţinerea fluidelor . . . . . 228
15.3. Conducte şi tuburi . . . . . 231
15.3.1. Elemente de calcul . . . . . 231
15.3.2. Îmbinarea conductelor . . . . . 232
15.4. Armături pentru comanda şi reglarea circulaţiei fluidelor . . . 235
*Anexa* 1 . . . . . 239
*Anexa* 2 . . . . . 240

Coli de tipar 15,25
Tiraj 18000+90, apărut 1973

Întreprinderea Poligrafică „Oltenia"
Craiova, Str. Mihai Viteazu, nr. 1
Republica Socialistă România
Comanda nr. 346/1584

Lei 7,50

EDITURA DIDACTICĂ ȘI PEDAGOGICĂ
BUCUREȘTI — 1973